

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Hydraulické kleště na otáčení svitků

Hydraulic tongs for steel rolls turning

Student:  
Vedoucí diplomové práce:

Bc. Vít Hendrych  
prof. Ing. Josef Jurman, CSc.

Ostrava 2012

**Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

Podpis studenta

**Prohlašuji, že**

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было с́една́но, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было с́една́но, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Vít Hendrych

Adresa trvalého pobytu autora práce:

17. listopadu 16  
747 06 Opava, ČR

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HENDRYCH, V. *Hydraulické kleště na otáčení svitků: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 85 s. Vedoucí práce: Jurman, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem hydraulických kleští na otáčení ocelových svitků. Kleště budou navrženy na maximální hmotnost svitku 10 000 kg. Tyto kleště mají otáčet svitky různých rozměrů z horizontální polohy do vertikální a naopak. Na začátku diplomové práce jsem se věnoval problematice otáčení svitků a jejich manipulaci. Dále jsem navrhl schéma hydraulického obvodu a oba přímočaré hydromotory. Pevnostně zkontrolovány byly také důležité součásti těchto kleští. Sklopné rameno pak bylo zkontrolováno pomocí MKP softwaru. Pro prezentaci práce těchto kleští bylo vytvořeno ukázkové video.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

HENDRYCH, V. *Hydraulic tongs for steel rolls turning : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machinery and Design, 2012, 85 p. Thesis head: Jurman, J.

This thesis deals with design of hydraulic tongs for steel rolls turning. The hydraulic tongs are designed for maximum weight 10 000 kg. These tongs are rotated rolls of various sizes from horizontal to vertical position and vice versa. At the beginning of my thesis I have devoted to the issue of rotating coils and manipulation. I also designed the hydraulic circuit and suggested the two linear motors. Strength inspected were also important components of these tongs. Folding arm was then checked using the MKP software. For the presentation of these works were created tongs sample video.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Význam	Jednotka
$\alpha$	úhel svírající čelisti	$^{\circ}$
$\beta$	úhel naklonění sklopného ramene vůči vodorovné poloze	$^{\circ}$
$\gamma$	součinitel zatížení	-
$\pi$	Ludolfovo číslo	-
$\sigma_{\max}$	nejvyšší nalezené napětí ve sklopném rameni	MPa
$\sigma_o$	napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{\text{red}}$	reduované napětí	MPa
$\tau_{\text{DS}}$	dovolené napětí ve střihu	MPa
$\tau_s$	napětí ve střihu	MPa
$\varphi$	úhel naklonění hydromotoru vůči svislé ose	$^{\circ}$
$\psi$	úhel natočení kleští vůči svislé ose	$^{\circ}$
$a$	kolmá vzdálenost síly $F_p$ v ose x k bodu otáčení	mm
$A_y$	reakce v ose y v bodě A u čepu D	N
$b$	kolmá vzdálenost síly $F_p$ v ose y k bodu otáčení	mm
$B_y$	reakce v ose y v bodě B u čepu D	N
$c$	kolmá vzdálenost těžiště svitku v ose x k bodu otáčení	mm
$D$	průměr pístu hydromotoru svírající svitek	mm
$d$	kolmá vzdálenost těžiště svitku v ose y k bodu otáčení	mm
$D_2$	průměr pístu hydromotoru otáčející ramenem	mm
$d_2$	průměr pístní tyče hydromotoru otáčející ramenem	mm
$d_a$	vnější průměr kluzného ložiska	mm
$d_s$	průměr dřívku šroubu	mm
$e$	kolmá vzdálenost těžiště ramene v ose x k bodu otáčení	mm
$F$	potřebná přítlačná síla k upnutí svitku	N
$f$	kolmá vzdálenost těžiště ramene v ose y k bodu otáčení	mm
$f_t$	součinitel tření	-
$F_{p\max}$	maximální síla zatěžující hydromotor otáčející svitkem	N
$F_{p\text{skut}}$	skutečná síla vyvozená hydromotorem otáčející ramenem	N
$F_r$	tíha sklopného ramene	N
$F_s$	tíha svitku	N

<b>Značka</b>	<b>Význam</b>	<b>Jednotka</b>
$F_{\text{skut}}$	skutečná vyvozená síla svírající svitek	N
$F_p$	síla potřebná k překlopení ramene	N
$g$	gravitační zrychlení	$\text{m/s}^2$
$G_C$	celková tíha kleští a svitku	N
$G_k$	tíha celých hydraulických kleští	N
$G_{\text{max}}$	maximální tíha svitku	N
$H$	výška svitku	mm
$h$	charakteristický rozměr u zatížení čepů	mm
$i$	počet šroubů	-
$j$	vzdálenost středů kluzných ložisek	mm
$k$	součinitel bezpečnosti	-
$l_a$	délka kluzného ložiska	mm
$M_A \div M_D$	ohybové momenty k bodům A ÷ D u čepu D	Nm
$m_k$	celková hmotnost kleští	kg
$m_{\text{max}}$	maximální hmotnost svitku	kg
$M_{o\text{max}}$	maximální ohybový moment	Nm
$m_{\text{ram}}$	hmotnost sklopného ramene	kg
$\eta$	účinnost elektromotoru	-
$N_1 \div N_3$	normálové síly vyvolané silou F	N
$\varnothing D$	vnější průměr svitku	mm
$\varnothing d$	vnitřní průměr svitku	mm
$\varnothing d_{\text{č}}$	průměr čepu	mm
$p$	tlak kapaliny v hydraulických válcích	MPa
$P$	výkon elektromotoru	kW
$p_D$	dovolený měrný tlak	MPa
$Q$	objemový průtok zvoleného čerpadla	$\text{m}^3/\text{s}$
$Q_1 \div Q_4$	objemové průtoky do hydromotorů	$\text{m}^3/\text{s}$
$R_{AX}$	složka reakce v čepu v ose x v bodě A	N
$R_{AY}$	složka reakce v čepu v ose y v bodě A	N
$R_{BY}$	složka reakce v čepu v ose y v bodě B	N

<b>Značka</b>	<b>Význam</b>	<b>Jednotka</b>
$R_m$	mez pevnosti v tahu	MPa
$R_e$	mez kluzu	MPa
$R_f$	reakční síla od síly F	N
s	délka dřívku šroubu v přírubě	mm
$S_1$	činná plocha pístu svírající svitek	mm <sup>2</sup>
$S_{2pož}$	požadovaná činná plocha pístu otáčející ramenem	mm <sup>2</sup>
$S_3$	činná plocha pístu při vysouvání	mm <sup>2</sup>
$S_4$	činná plocha pístu při zasouvání	mm <sup>2</sup>
$t_1$	čas potřebný k sevření svitku	s
$T_1 \div T_3$	třecí síly vyvolané tíhou svitku	N
$T_c$	celková třecí síla	N
$T_r$	těžiště sklopného ramene	-
$T_s$	těžiště svitku	-
$t_2$	čas potřebný k otočení svitku a ramene	s
$t_c$	požadovaná doba cyklu	s
$v_1$	rychlost vysunutí hydromotoru svírající svitek	m/s
$v_2$	rychlost vysunutí hydromotoru otáčející ramenem	m/s
$W_o$	modul průřezu v ohybu	m <sup>3</sup>
$z_1$	zdvih přímočarého hydromotoru svírající svitek	mm
$z_{1max}$	maximální potřebné vysunutí hydromotoru svírající svitek	mm
$z_2$	zdvih přímočarého hydromotoru otáčející ramenem	mm
$z_{2max}$	max. potřebné vysunutí hydromotoru otáčející ramenem	mm

## OBSAH

<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>5</b>
<b>ÚVOD.....</b>	<b>11</b>
<b>1 MANIPULACE SE SVITKY PLECHŮ .....</b>	<b>12</b>
1.1 Přemístění svitků.....	12
1.1.1 Manipulační a zvedací technika.....	12
1.2 Otáčení svitků.....	14
1.2.1 Sklopné stoly.....	14
1.2.2 Hydraulické sklopné stoly .....	15
1.2.3 Elektromotorické sklopné stoly .....	16
1.2.4 Svěrka model DC-36 .....	17
1.2.5 Rotátor AIR.....	18
1.2.6 Hydraulické kleště firmy WIMO .....	19
<b>2 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ .....</b>	<b>20</b>
2.1 Návrh konstrukce kleští.....	20
2.2 Popis funkce kleští .....	21
2.2.1 Popis postupu otáčení svitku.....	21
2.2.2 Popis upnutí svitku do kleští.....	22
2.2.3 Pojízdné čelisti.....	23
2.2.4 Natočení kleští během pracovního cyklu.....	25
<b>3 TECHNICKÉ POŽADAVKY PRO NÁVRH KLEŠTÍ .....</b>	<b>27</b>
3.1 Specifikace technických parametrů.....	27
3.2 Vybrané rozměry svitků .....	28
<b>4 UPNUTÍ SVITKU DO KLEŠTÍ.....</b>	<b>29</b>
4.1 Velikost potřebné přitlačné síly .....	29
4.2 Návrh přímočarého hydromotoru svírající svitek .....	32
4.3 Volba přímočarého hydromotoru.....	34
<b>5 VÝPOČET A NÁVRH HYDROMOTORU OTÁČEJÍCÍM RAMENEM .....</b>	<b>36</b>
5.1 Výpočet první varianty zatížení .....	36
5.1.1 Výpočet potřebné síly k otočení sklopného ramene .....	36
5.1.2 Rameno natočeno o úhel $\beta = 0^\circ$ .....	37
5.1.3 Rameno natočeno o úhel $\beta = 15^\circ$ .....	39
5.1.4 Rameno natočeno o úhel $\beta = 30^\circ$ .....	40



5.1.5	Rameno natočeno o úhel $\beta = 45^\circ$ .....	41
5.1.6	Rameno natočeno o úhel $\beta = 60^\circ$ .....	41
5.1.7	Rameno natočeno o úhel $\beta = 75^\circ$ .....	42
5.1.8	Rameno natočeno o úhel $\beta = 90^\circ$ .....	43
5.2	Výpočet druhé varianty zatížení .....	44
5.3	Výpočet třetí varianty zatížení .....	45
5.4	Souhrn vypočtených výsledků síly $F_p$ .....	46
5.5	Diagram zátěžových sil zvolených variant svitků .....	46
5.6	Volba přímočarého hydromotoru .....	47
<b>6</b>	<b>KONTROLA ČEPŮ .....</b>	<b>49</b>
6.1	Umístění čepů v konstrukci kleští .....	49
6.2	Kontrola čepu A .....	50
6.3	Kontrola čepu B .....	53
6.4	Kontrola čepu C .....	55
6.5	Kontrola čepu D .....	57
6.5.1	Výpočet zatěžující síly čepu .....	57
6.6	Kontrola čepu E .....	61
<b>7</b>	<b>KONTROLA KLUZNÝCH LOŽISEK .....</b>	<b>62</b>
<b>8</b>	<b>KONTROLA ŠROUBOVÉHO SPOJENÍ .....</b>	<b>63</b>
<b>9</b>	<b>KONTROLA SKLOPNÉHO RAMENE POMOCÍ MKP SOFTWARE .....</b>	<b>65</b>
9.1	Sklopné rameno v poloze vodorovné .....	65
9.1.1	Zadání okrajových podmínek .....	65
9.1.2	Velikost a průběh napětí .....	66
9.1.3	Velikost a průběh deformace .....	67
9.2	Sklopné rameno v poloze svislé .....	68
9.2.1	Zadání okrajových podmínek .....	68
9.2.2	Velikost a průběh napětí .....	69
9.2.3	Velikost a průběh deformace .....	70
<b>10</b>	<b>SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU .....</b>	<b>71</b>
<b>11</b>	<b>VOLBA ČERPADLA A ELEKTROMOTORU .....</b>	<b>73</b>
11.1	Potřebné objemové průtoky do hydromotorů .....	73
11.2	Volba čerpadla .....	75
11.3	Volba elektromotoru .....	76

<b>12 KINEMATIKA – ROZPOHYBOVÁNÍ V 3D MODELU .....</b>	<b>77</b>
12.1 Video-prezentace práce navržených kleští .....	77
<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>78</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>79</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>81</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>84</b>

## ÚVOD

Téma této diplomové práce je zadáno společností Prestar s.r.o. Firma Prestar, s.r.o. je strojírenská firma se zaměřením na výrobu zařízení pro automatizovanou výrobu a zpracování trubek a na výrobu zvedací a manipulační techniky. Požadavkem firmy bylo vymyslet a zkompletovat řešení hydraulických kleští, které by dokázaly ocelový svitek plechu přepravit a otočit o 90°. Na počátku zadání jsem byl omezen maximální hmotností svitku (10 000 kg) a jeho rozměry. Byly vybrány tři různé varianty rozměrů svitků, pro které bude výpočet a návrh hydraulických kleští probíhat. Taktéž doba cyklu otáčení svitku byla zadána na maximálně 40 vteřin. Dalším úkolem bylo zpracovat rešerši manipulačních zařízení, které se k danému účelu používají, jak u nás v ČR tak i v zahraničí. Práce bude také obsahovat schéma hydraulického obvodu, návrh dvou přímočarých hydromotorů a kontrolu sklopného ramene pomocí MKP softwaru.

# 1 MANIPULACE SE SVITKY PLECHŮ

## 1.1 Přemístění svitků

K manipulaci se svitky plechů většina manipulačních prostředků využívá k uchopení otvoru uprostřed svitku. Svitky se vyrábějí v celé řadě rozměrů, kdy hmotnost svitku se pohybuje až do několika desítek tun.

### 1.1.1 Manipulační a zvedací technika

K pouhému přemístění svitků slouží řada manipulačních technik. Mezi nejznámější a nejpoužívanější u nás patří následující:

- C-háky
- Parallelogram kleště
- Samosvorné kleště
- Teleskopické kleště



*Obr.1 C-hák s pružinovým vyrovnáním těžiště [9]*



***Obr.2 Parallelogram kleště [12]***



***Obr.3 Samosvorné kleště [12]***

## 1.2 Otáčení svitků

V České republice manipulační techniky, která by dokázala svitek plechu otočit o 90° moc není. Výhradně se používají sklopné stoly, kterých je více druhů v různých provedeních. U zahraničních firem jsem našel pár zajímavých řešení, jak se dá takový svitek otočit a následně přemístit. Ale i tam je obrovský prostor pro nové nápady a nová řešení. Proto si myslím, že mnou navržené hydraulické kleště by mohli tuto díru na trhu zčásti využít a vyplnit.

### 1.2.1 Sklopné stoly

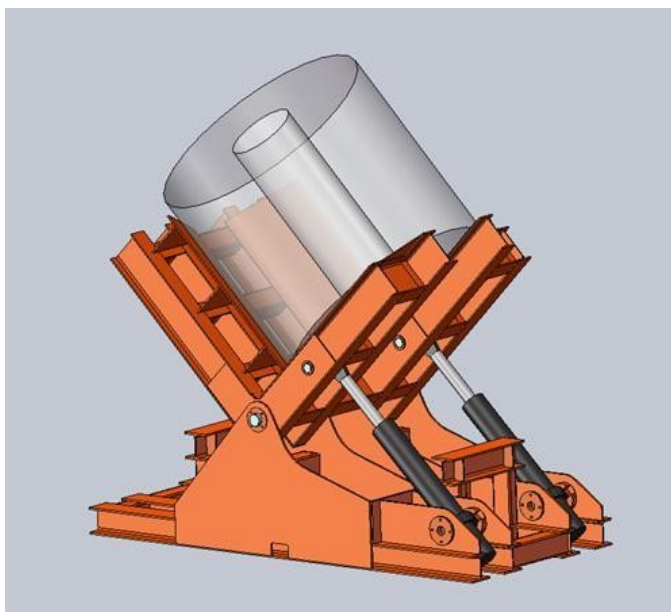
Tyto stoly v kombinaci například s C-háky slouží ke stejnému účelu jako mnou navržené hydraulické kleště. Sklopné stoly slouží k otáčení svitků o 90°. Tedy z vodorovné polohy do svislé a naopak. Následně lze svitek přemístit z těchto stolů další manipulační technikou na jiné místo. Nevýhodou je, že je potřeba použít dvě manipulační zařízení na jednu činnost: otočení + přemístění.

Sklopné stoly se dělí dle pohonu na:

- Elektromotorické
- Hydraulické

### 1.2.2 Hydraulické sklopné stoly

Otáčení svitků je zajištěno dvěma hydraulickými válci v rozsahu 90°. Otáčení je opět možné oběma směry z vodorovné polohy do svislé a naopak. Jedna strana stolu je rovná, pro kontakt s čelní plochou svitku. Druhá strana je prizmatická pro kontakt s válcovou plochou.



***Obr.4** Sklopný stůl hydraulický [11]*

### 1.2.3 Elektromotorické sklopné stoly

Tento stůl se skládá z pevného rámu, otočného rámu a kolébky. Kolébka má stejně jako u hydraulického stolu jednu stranu rovnou a druhou prizmatickou. Svitek otočíme o  $90^\circ$  (otočením kolébky) a následně jej můžeme otočit o  $355^\circ$  kolem svislé osy (otočením otočného rámu), jelikož je celá horní stavba stolu otočná. Oba dva pohyby (otáčení kolébky a otáčení rámu) se dějí zároveň. Tím je zaručena rychlá nakládka a vykládka na stejném místě.



**Obr.5** Elektromotorický sklopný stůl s dvojitou otočí [9]

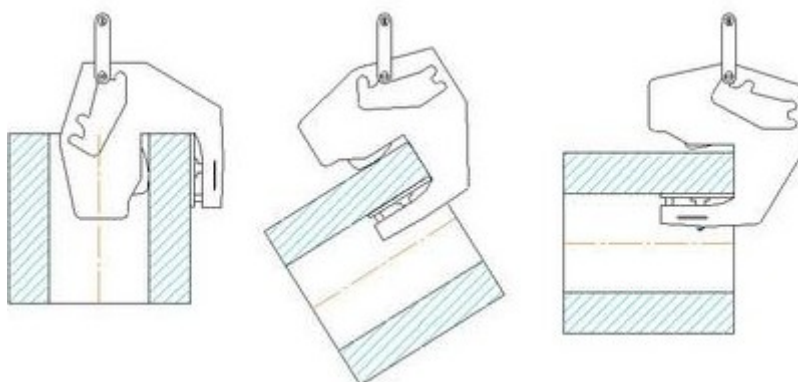


### 1.2.4 Svěrka model DC-36

Ruská firma Dimal má na trhu jednoduchou svěrkou, která využívá drážky uvnitř nosného ramene. V této drážce se pohybuje čep, který je zavěšen na jeřábu. Podle toho, jak mění čep polohu v drážce, tak se svitek překlápí. Tato svěrka je pro svitky až do nosnosti 12 500 kg. Princip této svěrky je vysvětlen na Obr.7.



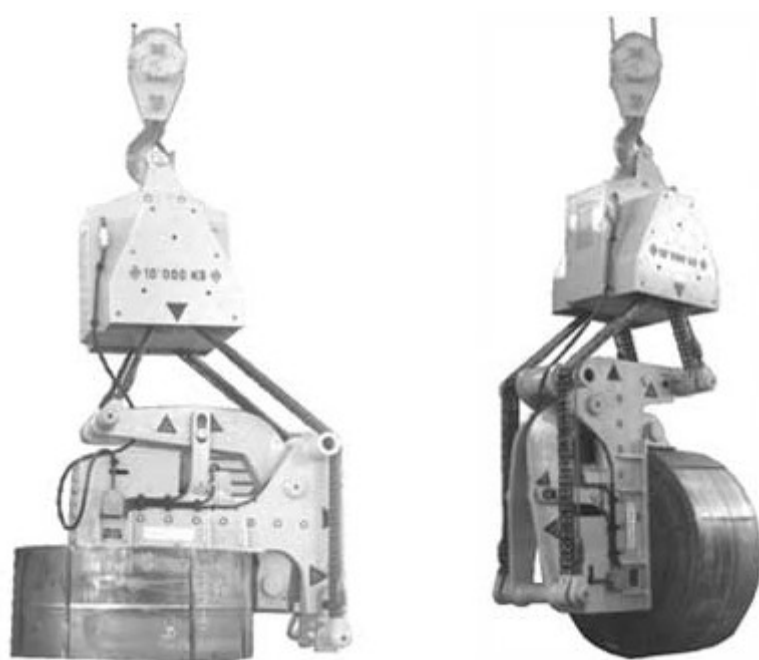
*Obr.6 Svěrka DC-36-12,5 [14]*



*Obr.7 Princip otáčení svěrkou [14]*

### 1.2.5 Rotátor AIR

Mezi firmy zabývající se manipulační technikou patří také italská firma Heppenstall. Mezi její produkty patří elektromechanický rotátor AIR, který je zavěšen na jeřábu. Jeho maximální nosnost je 10 tun. Svitek se otáčí pomocí řetězu, který spojuje nosnou a otočnou část tohoto rotátoru.



***Obr.8** Rotátor AIR [10]*

### 1.2.6 Hydraulické kleště firmy WIMO

Další zařízení jsem tentokrát našel u německé firmy WIMO. Tyto hydraulické kleště se nejvíce podobají mým navrženým kleštím. Svitek je upevněn ze spodní strany a otáčen pomocí jednoho přímočarého hydromotoru. Svitek by v počáteční poloze neměl být celou svou plochou na zemi, jelikož by nešel upnout. Celé tyto hydraulické kleště jsou zavěšeny na háku jeřábu, tudíž mají možnost svitek otočit a transportovat v celém rozsahu jeřábu.

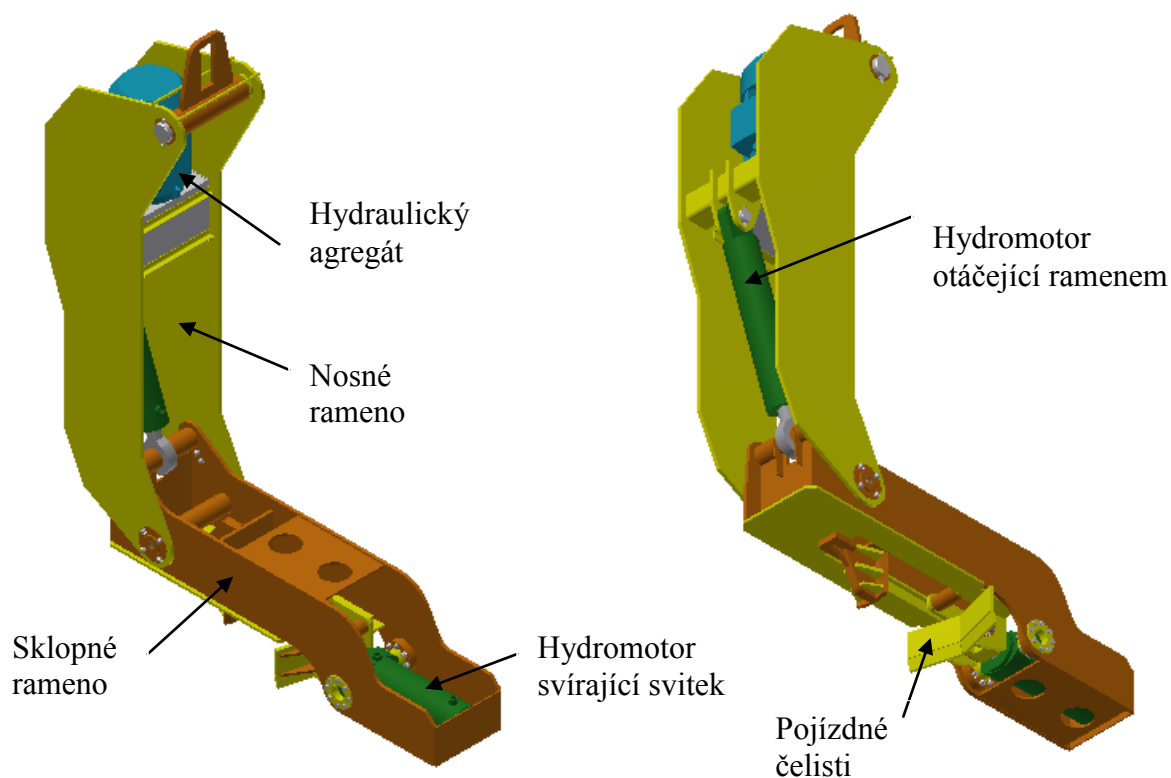


***Obr.9** Hydraulické kleště firmy WIMO [7]*

## 2 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

### 2.1 Návrh konstrukce kleští

Navržené hydraulické kleště, které mají otáčet svitkem plechů, se skládají z šesti hlavních částí. Popis a umístění těchto částí je znázorněn na Obr.10. Nosné a sklopné rameno je spojeno čepem s ložisky. Kolem tohoto čepu se sklopné rameno otáčí. Na obou koncích čepu je umístěna maznice pro mazání kluzných ložisek. Na vrcholu nosného ramena je umístěn nosný čep. K tomuto čepu je připevněno závěsné oko, které se zavěsí na hák příslušného jeřábu. Hydraulický agregát se skládá z elektromotoru, pístového čerpadla a nádrže. Ve sklopném rameni je usazen hydromotor pomocí čepů, které jsou na tomto hydromotoru umístěny. K tomuto hydromotoru jsou připojeny pojízdné čelisti, jejichž pojezd pojezdí po dvou kolejnicích umístěných na sklopném rameni.



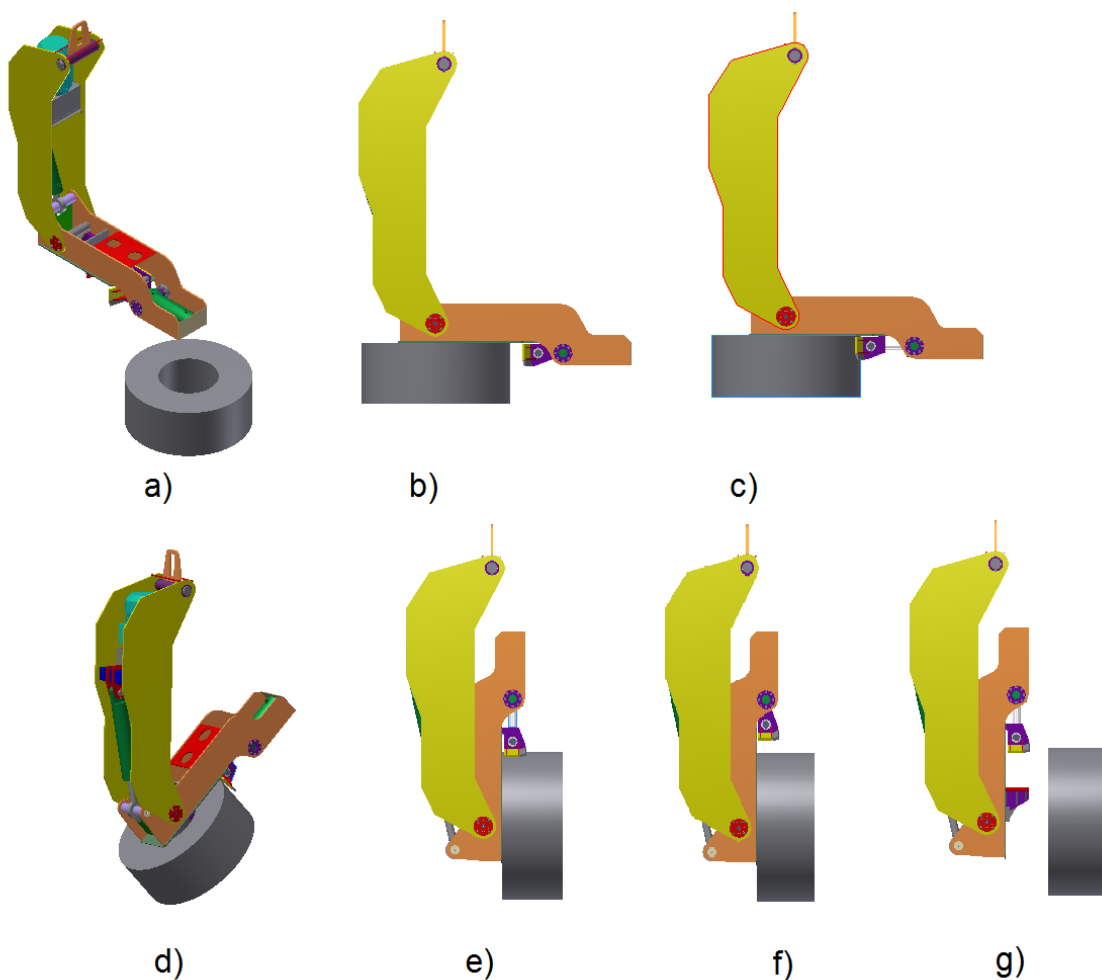
*Obr.10 Popis navržených hydraulických kleští*

## 2.2 Popis funkce kleští

### 2.2.1 Popis postupu otáčení svitku

Navržené hydraulické kleště mají ocelový svitek plechu otočit z polohy vodorovné do svislé a naopak. Na Obr.11 vidíme v sedmi krocích znázorněn princip otáčení svitků:

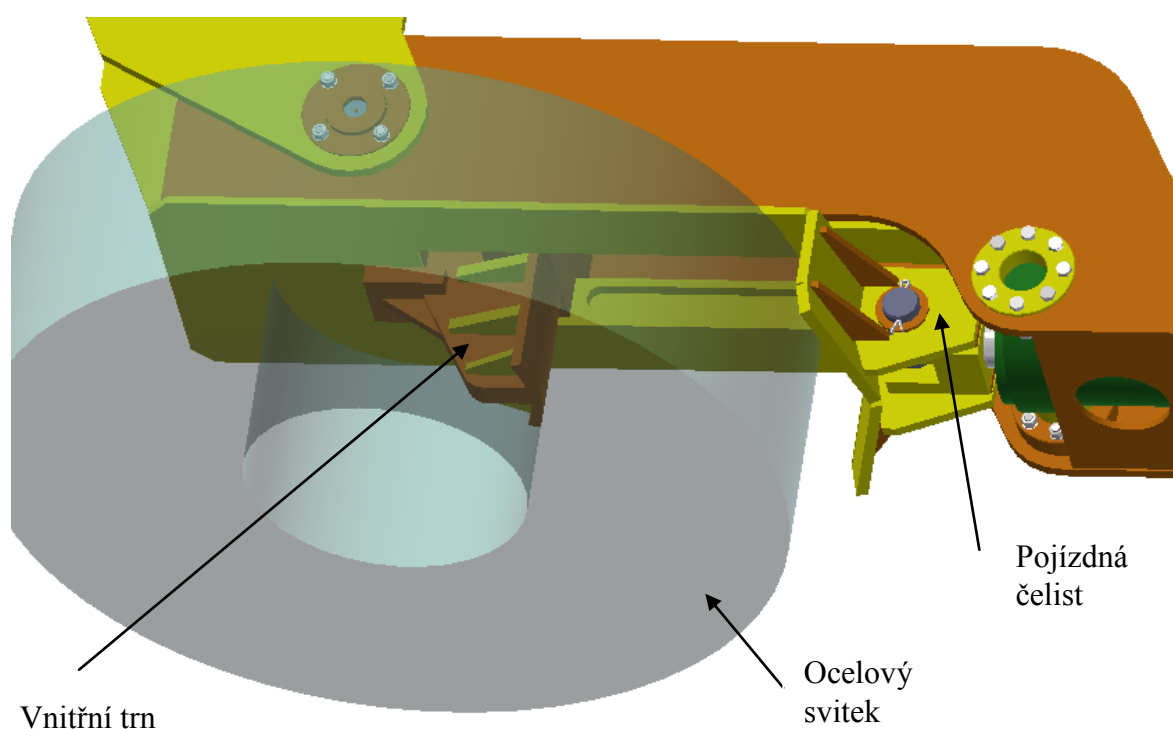
- Kleště najedou nad dutinu svitku
- Kleště dosednou svou dosedací plochou na čelní plochu svitku
- Vysunutí přímočarého hydromotoru (sevření svitku)
- Otáčení sklopným ramenem pomocí druhého hydromotoru
- Otočení svitku do koncové polohy
- Zasunutí hydromotoru, který svíral svitek
- Vyjetí z dutiny svitku



**Obr.11** Popis otáčení svitku

### 2.2.2 Popis upnutí svítku do kleští

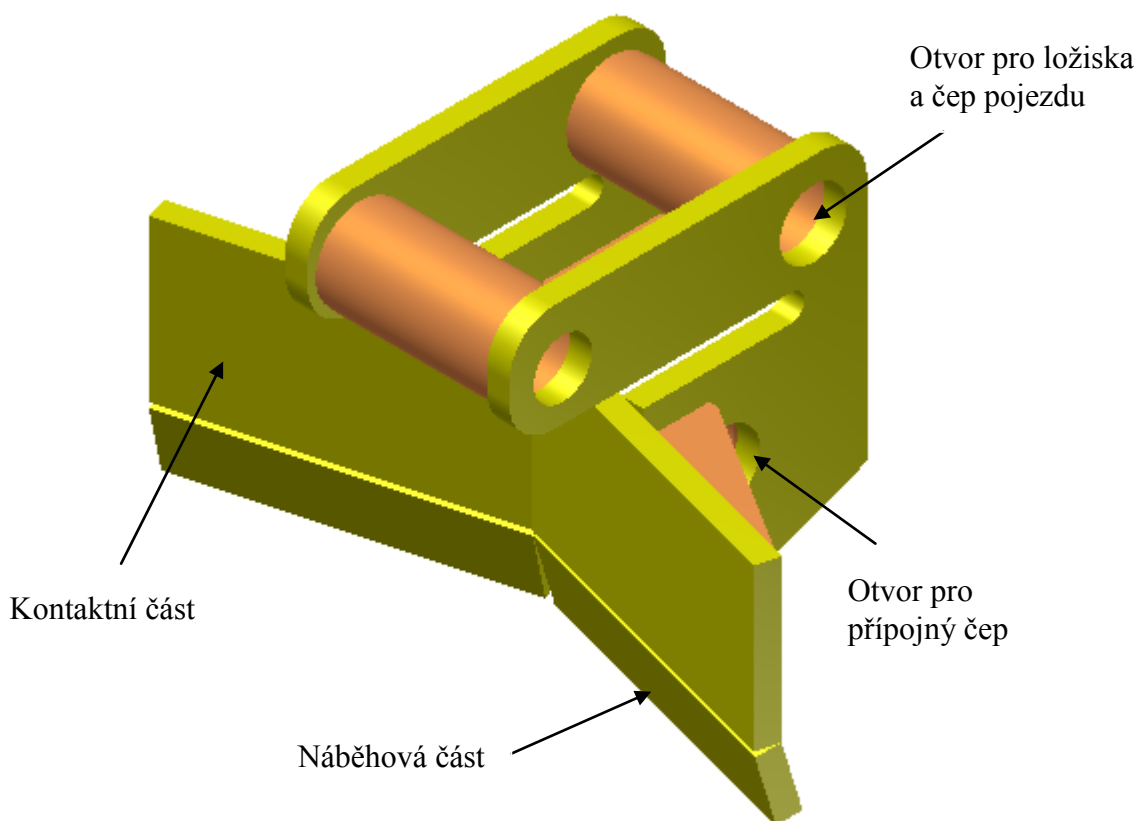
Po dosednutí kleští na čelní plochu svítku je svitek sevřen hydromotorem, na který jsou našroubované čelisti. Svitek je tímto hydromotorem přes čelisti přitlačován na trn, který je umístěn v dutině svítku. Kontaktní plocha trnu je zaoblena o poloměru 300 mm pro lepší kontakt s válcovou vnitřní plochou svítku. Velikost síly, která je potřebná, k upnutí svítku do kleští je počítána v průběhu této práce. Trn i čelisti jsou zpevněny několika páry výztuh.



**Obr.12** Popis upnutí svítku do kleští

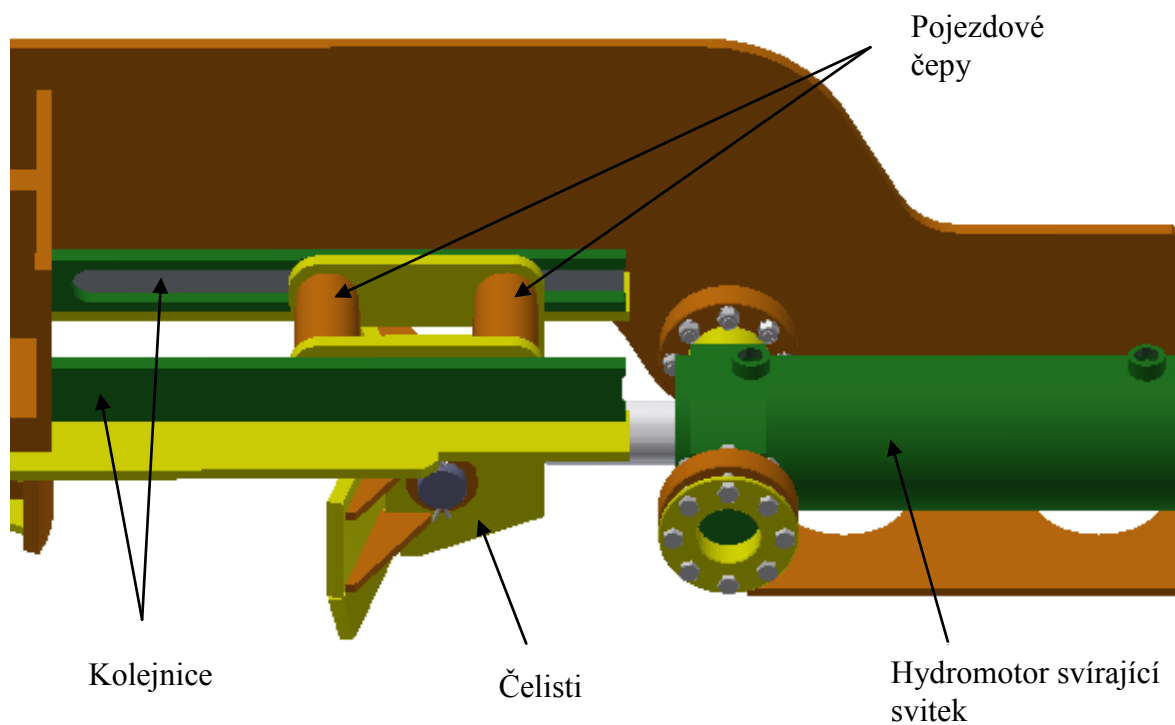
### 2.2.3 Pojízdne čelisti

Důležitou funkční částí kleští jsou čelisti. Tyto čelisti jsou spojeny přípojným čepem k přípojně kostce, která je našroubovaná na pístní tyči přímočarého hydromotoru. Čep je z obou stran pojištěn závlačkou proti vypadnutí. Tím jak se hydromotor vysouvá, tak celé čelisti pojíždějí po dvou kolejnicích. Pojezd je řešen dvěma čepy, na kterých jsou umístěna kluzná ložiska. Kvůli výrobním nepřesnostem nebo průhybem ramene je průměr předního čepu o 5 mm menší než průměr zadního čepu. Tím je možné i malé natočení hydromotoru. Přední strana čelistí se skládá ze dvou částí – náběhové a kontaktní. Spodní náběhová část je, od kontaktní části, sklopena o úhel  $15^\circ$ . Čelisti poté svírají úhel  $150^\circ$ .



**Obr.13** Svařovaná čelist

Dle rozměru daného svítu se přímočarý hydromotor vysouvá od 100 do 400 mm. U největšího svítu tudíž vzniká vůle mezi svítkem a čelistmi při nabírání svítu do kleští 100 mm. Tato vůle je dostatečná pro obsluhu jeřábu k najetí kleští do svítu. V případě opravy nebo výměny čelistí stačí vyjmout přípojný čep, který je z obou stran pojištěn závlačkou proti vypadnutí.

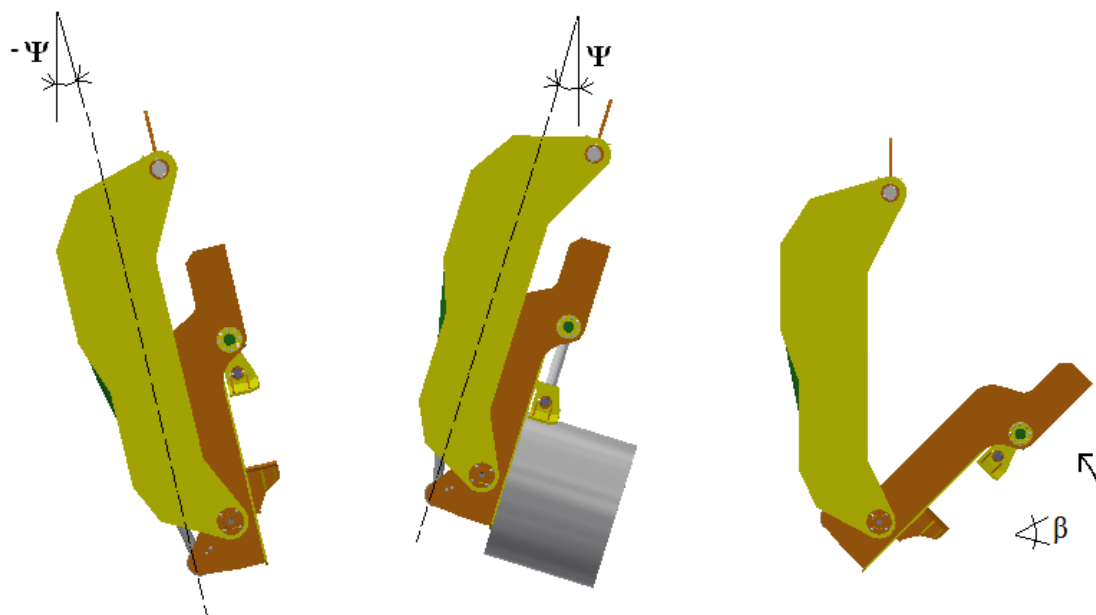


**Obr.14** Řešení pojezdu čelistí



### 2.2.4 Natočení kleští během pracovního cyklu

Z důvodu možného naklánění kleští během otáčení bylo závěsné oko umístěno (vyoseno), tak aby bylo maximální možné naklánění kleští rozloženo na obě strany rovnoměrně. Pro kontrolu, jak se kleště naklánějí, bylo vybráno pět různých zatížení. Tyto zatížení reprezentovali: kleště bez zatížení (bez svitku), nejmenší možný svitek a tři největší vybrané svitky. Kontrola proběhla pro tři úhly natočení sklopného ramene:  $\beta=0^\circ$ ,  $45^\circ$  a  $90^\circ$ . Mezní rozměry byly naleznuty při sklopení sklopného ramene o úhel  $\beta=90^\circ$ . Do záporného směru úhlu  $\psi$  se kleště natočí o  $9^\circ$  bez zatížení (bez svitku). Toto naklonění by mohlo způsobit problém při nabírání svitku do kleští, kdy osa svitku je v poloze horizontální. Tento problém může obsluha kleští eliminovat tím, že sklopné rameno o tento úhel sklopí vysunutím hydromotoru. Tudiž se v tomto ohledu může dostat na nulovou výchylku. Druhá mezní hodnota  $\psi=9^\circ$  byla nalezena při otáčení svitku o rozměrech 1300/600/1100 mm a 1500/800/1000 mm. Zbylé hodnoty jsou uvedeny v Tab.1 na následující straně. Celkový rozdíl maximálních natočení je tedy  $18^\circ$ .



**Obr.15** Natočení kleští vůči kolmé rovině

	Úhel $\beta$ [°]		
	0	45	90
<b>Rozměr svitku <math>\varnothing D/\varnothing d/H</math> [mm]</b>	Úhel naklonění kleští vůči svislé ose $\psi$ [°]		
bez svitku	2	0	<b>-9</b>
1300/600/300	1	2	1
1500/800/1000	1	6	<b>9</b>
1300/600/1100	0	7	<b>9</b>
1700/800/700	1	4	6

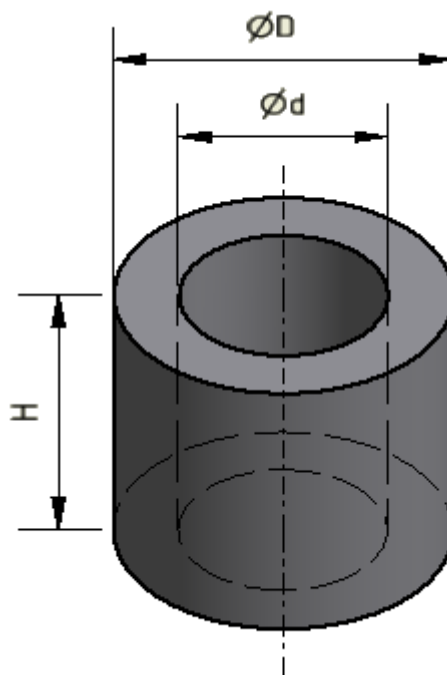
**Tab.1** Tabulka hodnot úhlů natočení kleští vůči svislé ose

### 3 TECHNICKE POŽADAVKY PRO NÁVRH KLEŠTÍ

#### 3.1 Specifikace technických parametrů

Pro navržené hydraulické kleště byly zadány zadávající firmou tyto technické parametry ocelových svitků:

- **Rozměry svitků:**  $\varnothing D = 1\,300 - 1\,700\text{ mm}$   
 $\varnothing d = 600 - 800\text{ mm}$   
 $H = 300 - 1\,100\text{ mm}$
- **Nosnost:**  $m_{\max} = 10\text{ t}$
- **Doba cyklu otáčení:**  $t_c = 40\text{ s}$
- **Materiál svitku:** ocel

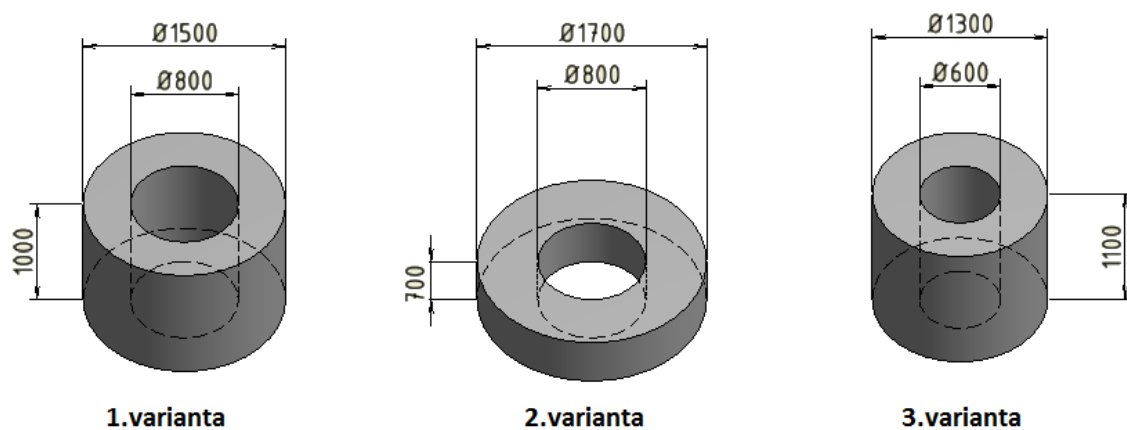


*Obr.16 Rozměry svitků*

Rozměr svitku je dále omezen v závislosti velkého průměru na malém. Svitky o vnějším průměru  $\varnothing D = 1300 \div 1450\text{ mm}$  mají vnitřní průměr  $\varnothing d = 600\text{ mm}$ . Svitky o vnějším průměru  $\varnothing D = 1500 \div 1700\text{ mm}$  pak mají vnitřní průměr  $\varnothing d$  do 800 mm.

### 3.2 Vybrané rozměry svitků

Pro výpočet a návrh hydraulických kleští byly zadávající firmou vybrány tři různé varianty rozměrů svitků. Rozměry vybraných variant svitků byly vybrány tak, aby reprezentovaly mezní rozměry svitků s maximální hmotností 10 000 kg (viz. Obr.17).

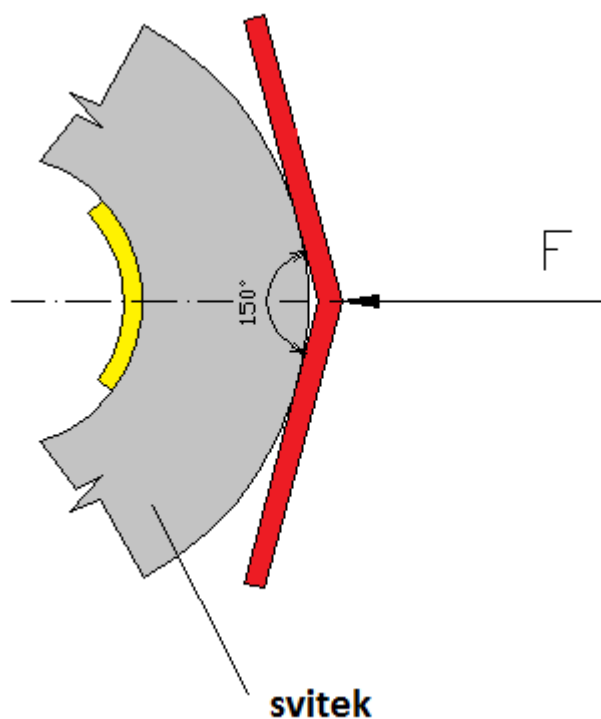


*Obr.17 Vybrané varianty rozměrů svitků*

## 4 UPNUTÍ SVITKU DO KLEŠTÍ

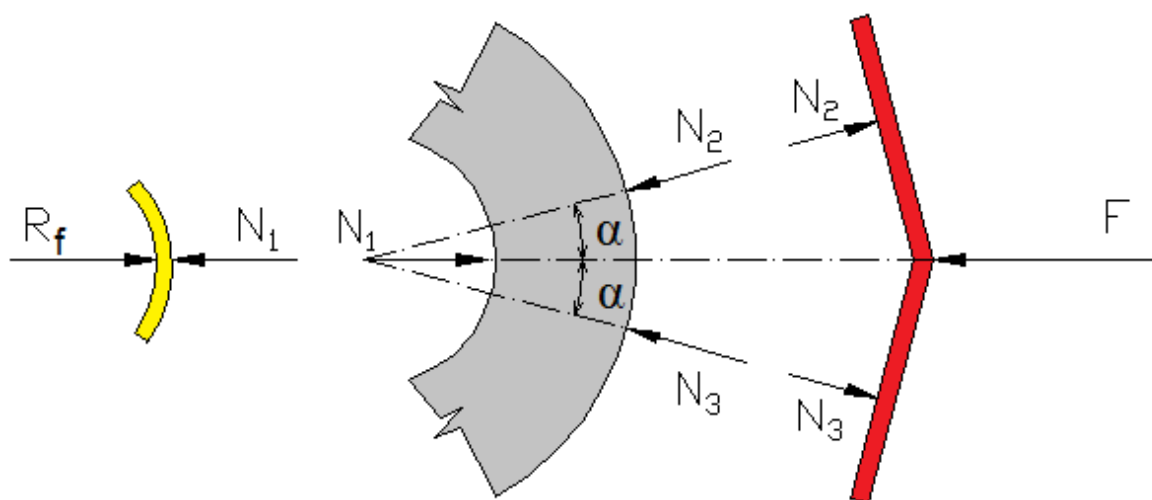
### 4.1 Velikost potřebné přitlačné síly

Sevření svitku je znázorněno na Obr.18. Ocelový svitek je přitlačován silou  $F$  na vnitřní trn (žlutě označen na obrázku) přes prizmatickou čelist (červeně označená). Tato síla  $F$  je vyvozena přímočarým hydromotorem umístěným ve sklopném rameni.



*Obr.18 Způsob upnutí svitku*

Pro výpočet velikosti potřebné svěrné síly jsem si rozdělil schéma metodou uvolnění na následující obrázek Obr.19. Z tohoto obrázku je zřejmé, že velikost potřebné upínací síly je závislá na velikosti úhlu, který svírají čelisti. Úhel, který svírají čelisti, jsem zvolil  $150^\circ$ . Tudíž úhel  $\alpha$  na Obr.19 bude  $15^\circ$ . Na čelist působí síla  $F$  od hydromotoru, která se rozkládá na normálové složky  $N_2$  a  $N_3$ . Tyto normálové složky jsou kolmé na čelní plochu čelisti. Dále na svitek působí normálová síla  $N_1$ , která jak plyne z výpočtu níže je rovna síle  $F$ . Tyto tři normálové síly vyvozují tři třecí síly, které svitek drží upnutý v kleštích.



**Obr.19** Rozložení na jednotlivé prvky

Metodou uvolňování, je Obr.19 rozdělen na 3 samostatné prvky:

1. vnitřní trn (žlutý)
2. svitek (šedý)
3. čelisti (červené)

V první části je vnitřní trn. Na něj působí reakční síla  $R_f$  vyvozená silou  $F$  a normálová síla  $N_1$ .

$$\text{a) } R_f = N_1 = F \quad (1)$$

V druhé části je ocelový svitek na něj působí normálové síly  $N_1$ ,  $N_2$  a  $N_3$ .

$$\text{b) osa x: } N_1 - N_2 \cdot \cos \alpha - N_3 \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2)$$

$$\text{osa y: } -N_2 \cdot \sin \alpha + N_3 \cdot \sin \alpha = 0 \quad (3)$$

V třetí části je prizmatická čelist, na kterou působí svěrná síla  $F$  a normálové síly  $N_2$  a  $N_3$

$$\text{c) osa x: } -F + N_2 \cdot \cos \alpha + N_3 \cdot \cos \alpha = 0 \quad (4)$$

$$\text{osa y: } N_2 \cdot \sin \alpha - N_3 \cdot \sin \alpha = 0 \quad (5)$$

$$N_2 = N_3 \quad (6)$$

Jak je patrné z rovnice (6), tak síly  $N_2$  a  $N_3$  jsou logicky stejné. Po dosazení tohoto vztahu do rovnice (4) dostaneme následující rovnici:

$$N_2 = N_3 = \frac{F}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (7)$$

Jednotlivé třecí síly si vyjádřím, jako součin normálové síly a součinitele tření.

$$T_1 = N_1 \cdot f_t = F \cdot f_t \quad (8)$$

$$T_2 = T_3 = N_2 \cdot f_t = \frac{F \cdot f_t}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (9)$$

Celková třecí síla potřebná k udržení svitku je:

$$T_c = T_1 + T_2 + T_3 \quad (10)$$

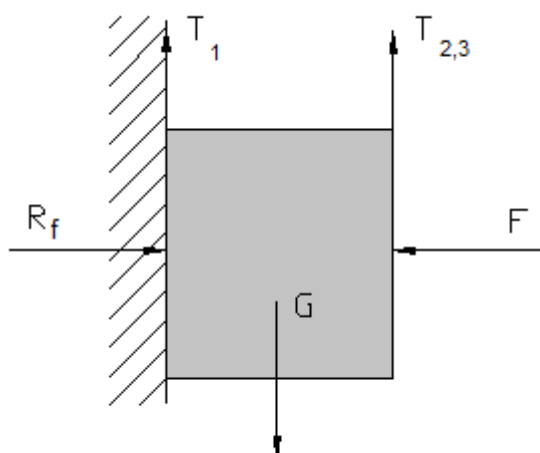
$$T_c = F \cdot f_t + \frac{F \cdot f_t}{2 \cdot \cos \alpha} + \frac{F \cdot f_t}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (11)$$

Po vytknutí dostaneme:

$$T_c = F \cdot f_t \cdot \left(1 + \frac{1}{\cos \alpha}\right) \quad (12)$$

Po všech úpravách dostaneme následující vztah:

$$F = \frac{T_c}{f_t \cdot \left(1 + \frac{1}{\cos \alpha}\right)} \quad (13)$$

**Obr.20** Působení sil na svitek

Pokud do rovnice (13) dosadíme za třecí sílu  $T_c$  tíhu svitku  $G$ , tak dostaneme potřebný vztah pro výpočet svěrné síly, kterou vyvodíme přímočarým hydromotorem. Jak z následující rovnice vyplývá, tak potřebná svěrná síla je závislá na tíze svitku, součiniteli tření mezi svítkem a upínacími komponentami a na úhlu sklonu čelisti.

$$F = \frac{G_{\max}}{f_t \cdot \left(1 + \frac{1}{\cos \alpha}\right)} \quad (14)$$

## 4.2 Návrh přímočarého hydromotoru svírající svitek

Tento hydromotor bude vyvozovat sílu  $F$  potřebnou k sevření svitku. Při výpočtu maximální tíhové síly svitku  $G_{\max}$  uvažujeme součinitel zatížení  $\gamma$ . Jeho velikost jsem konzultoval se zadávající firmou. Uvažuji také bezpečnost  $k$ .

$$G_{\max} = m_{\max} \cdot g \cdot \gamma \cdot k = 10000 \cdot 9,81 \cdot 1,5 \cdot 1,5 = 220725 N \quad (15)$$

Tuto tíhovou sílu dosadíme do již známého vztahu (14). Z něj zjistíme potřebnou hodnotu síly  $F$ . Součinitel tření mezi materiály ocel – ocel jsem uvažoval  $f_t=0,15$  dle lit. [1] str. 34.

$$F = \frac{G_{\max}}{f_t \cdot \left(1 + \frac{1}{\cos \alpha}\right)} = \frac{220725}{0,15 \cdot \left(1 + \frac{1}{\cos 15^\circ}\right)} = 722998 N \quad (16)$$



Jelikož známe potřebnou sílu, tak můžeme navrhnout přímočarý hydromotor. Z Pascalova zákona známe následující vztah:

$$p = \frac{F}{S_1} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \quad (17)$$

Po matematických úpravách dostaneme vzorec pro potřebný minimální průměr pístu hydromotoru, který by měl vyvodit svěrnou sílu  $F$ :

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 722998}{\pi \cdot 24}} = 195,9 \text{ mm} \quad (18)$$

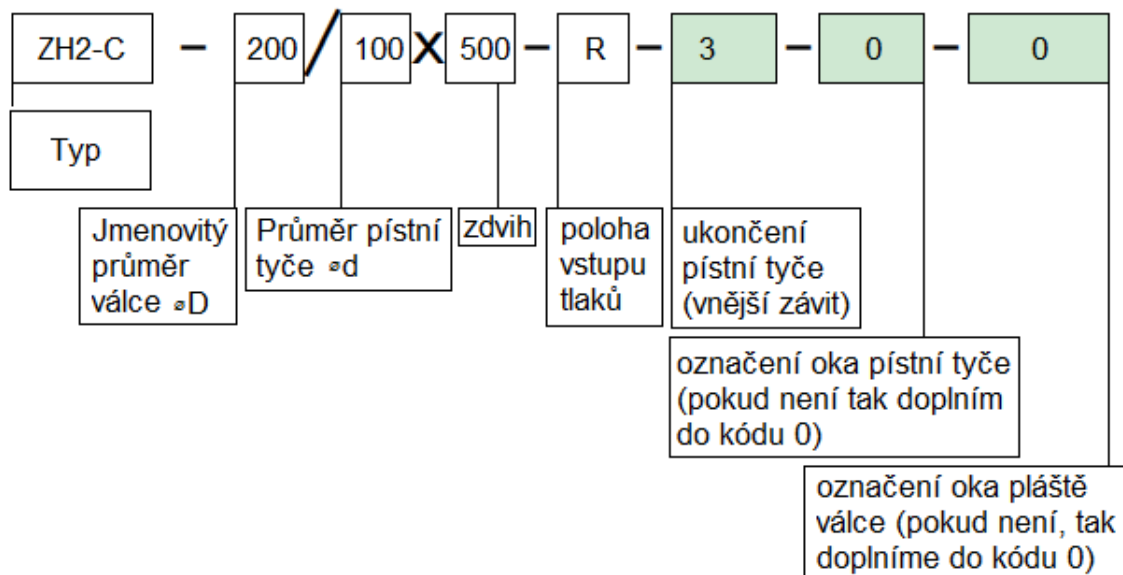
Volím hydraulický válec s průměrem pístu  **$D = 200 \text{ mm}$** .

V hydraulickém obvodu bude nastaven tlak na 24 MPa. Skutečná vyvozená síla zvoleným hydromotorem při tlaku 24 MPa svírající svitek potom bude:

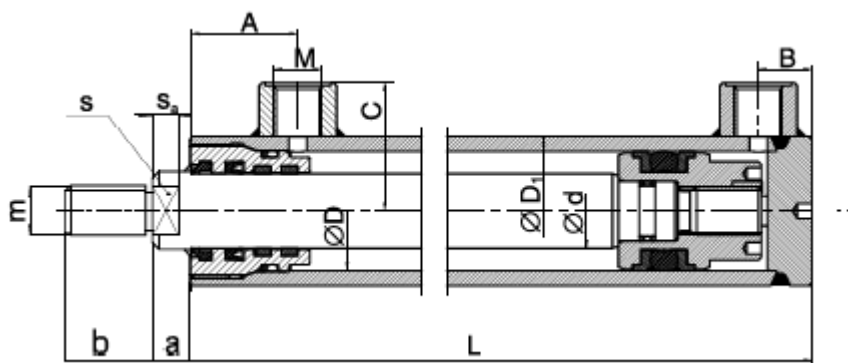
$$F_{skut} = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 24 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 753982 \text{ N} \quad (19)$$

### 4.3 Volba přímočarého hydromotoru

Dle potřebného průměru válce  $D$  vypočteného ze vztahu (18) volím přímočarý hydromotor od firmy HYDRAULICS s.r.o. Označení přímočarého hydromotoru:



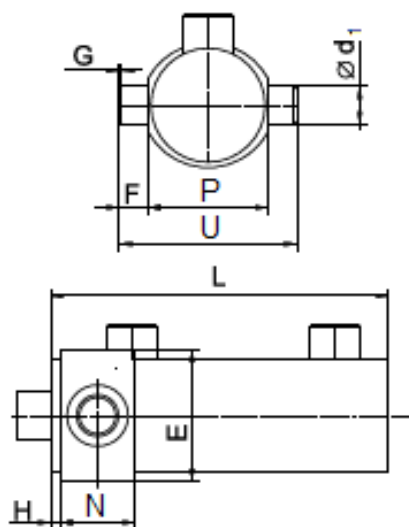
**Obr.21** Objednací kód přímočarého hydromotoru



**Obr.22** Schéma zvoleného hydromotoru [13]

Rozměr	$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	L	M	A	B	C	m	a	b	s	$s_a$
Hodnota [mm]	200	100	245	830	M42x2	120	90	147,5	M75x2	40	70	90	35

**Tab.2** Rozměry přímočarého hydromotoru



**Obr.23** Schéma uchycení hydromotoru [13]

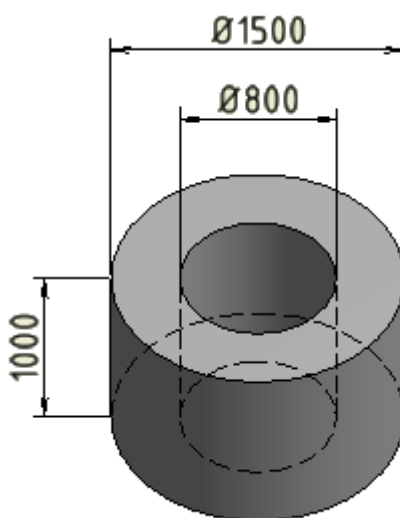
Rozměr	$\varnothing d_1$	E	F	G	H	L	N	P	U
Hodnota [mm]	90	300	90	2x45°	25	830	120	300	480

**Tab.3** Hodnoty připojovacích rozměrů hydromotoru

## 5 VÝPOČET A NÁVRH HYDROMOTORU OTÁČEJÍCÍM RAMENEM

### 5.1 Výpočet první varianty zatížení

Jak bylo naznačeno v bodě 3.2 na straně 28, tak celý výpočet návrhu druhého přímočarého hydromotoru bude probíhat pro tři různé varianty rozměrů svitků. V tomto bodě se budeme věnovat prvnímu svitku s rozměry:  $\varnothing D / \varnothing d / H = 1500/800/1000$  [mm]



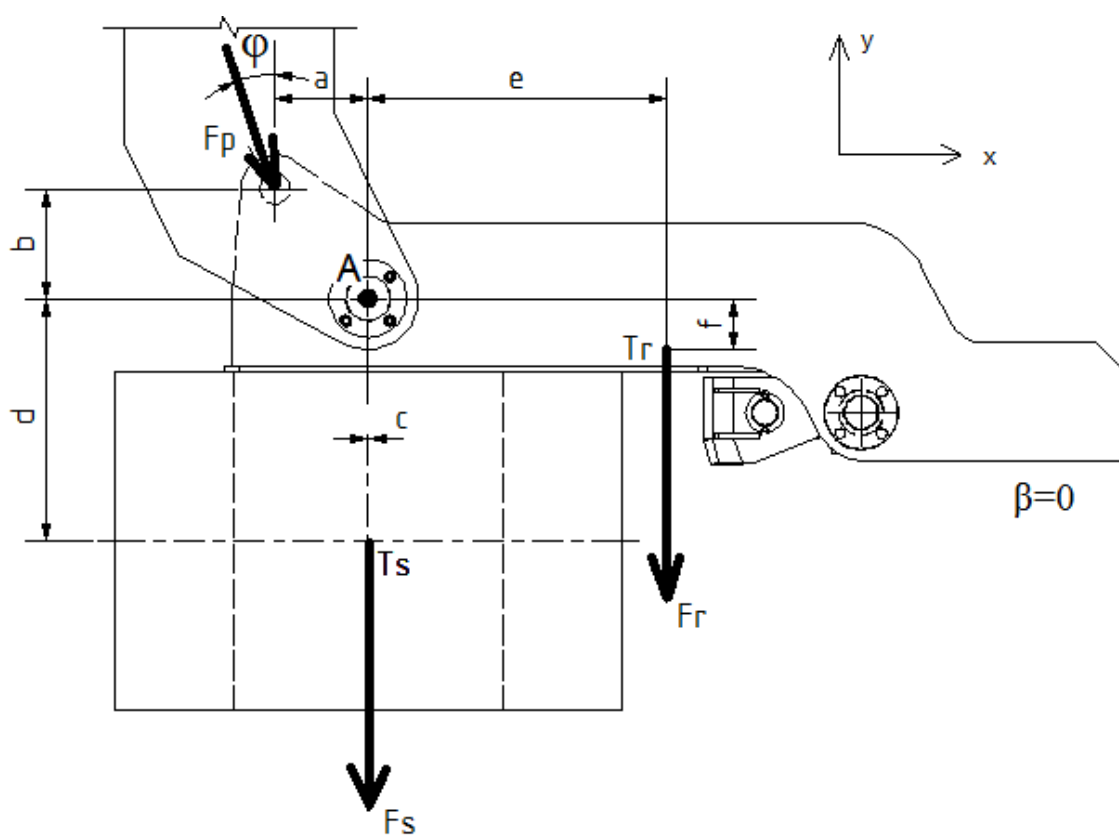
*Obr.24 Rozměry svitku 1*

#### 5.1.1 Výpočet potřebné síly k otočení sklopného ramene

Celý pracovní cyklus otáčení svitku o  $90^\circ$  jsem si rozdělil po  $15^\circ$ . Úhel natočení sklopného ramene vůči vodorovné rovině jsem si označil  $\beta$ . Následně bude celý průběh zakreslen do požadovaného diagramu. Dle maximální síly pak bude navržen potřebný přímočarý hydromotor, který bude celým sklopným ramenem se svitkem otáčet.

### 5.1.2 Rameno natočeno o úhel $\beta = 0$

Na Obr.25 je znázorněno těžiště svitku  $T_s$ , těžiště sklopného ramene  $T_r$ , vzdálenosti těchto těžišť k ose otáčení (bod A). Síla  $F_s$  reprezentuje tíhu svitku a síla  $F_r$  tíhu sklopného ramene. Zjišťujeme sílu  $F_p$  potřebnou k otočení ramene. Úhel  $\varphi$  svírá hydromotor se svislou osou  $y$ . Tento úhel se pro různé úhly  $\beta$  bude měnit. Pro tento případ se úhel rovná  $\varphi=20^\circ$ .



**Obr.25** Zátěžové síly působící na hydromotor při  $\beta=0^\circ$

Rozměry pro tento svitek jsou:

$a= 275 \text{ mm}$

$b= 325 \text{ mm}$

$c= 1,5 \text{ mm}$

$d= 718 \text{ mm}$

$e= 882 \text{ mm}$

$f= 151 \text{ mm}$

Tíhu svitku jsem si vypočetl dříve. Pro výpočet tíhy sklopného ramena беру stejný provozní součinitel zatížení  $\gamma$ , který jsem uvažoval i u tíhy svitku.

$$F_s = G_{\max} = 220725N \quad (20)$$

$$F_r = m_{ram} \cdot g \cdot \gamma = 1416 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 20836N \quad (21)$$

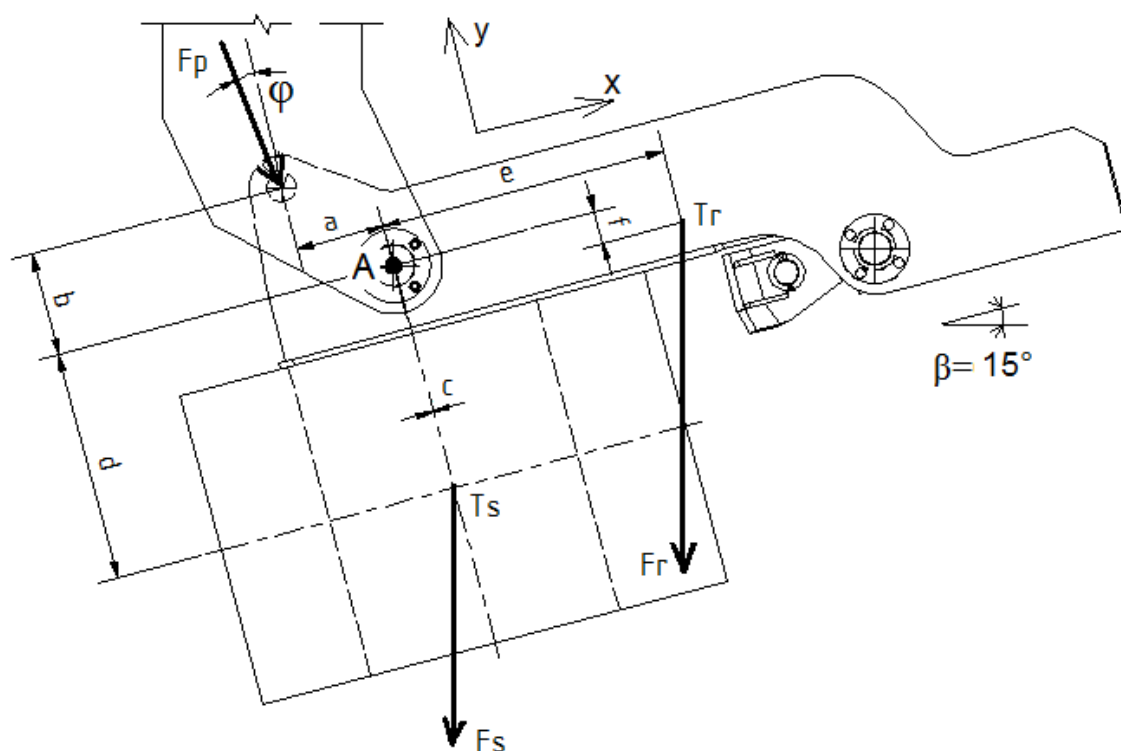
Momentová rovnováha sil k bodu A:

$$Fp \cdot \cos \varphi \cdot a - Fp \cdot \sin \varphi \cdot b - F_s \cdot c - F_r \cdot e = 0 \quad (22)$$

$$Fp = \frac{F_s \cdot c + F_r \cdot e}{\cos \varphi \cdot a - \sin \varphi \cdot b} = \frac{220725 \cdot 1,5 + 20836 \cdot 882}{275 \cdot \cos 20^\circ - 325 \cdot \sin 20^\circ} = 127047N \quad (23)$$

### 5.1.3 Rameno natočeno o úhel $\beta = 15^\circ$

Pro tento případ se úhel natočení přímočarého hydromotoru rovná  $\varphi = 1^\circ$  a úhel natočení sklopného ramene  $\beta = 15^\circ$ . Vzdálenosti  $a$  a  $f$  zůstávají stejné, jako v minulém případě.



**Obr.26** Zátěžové síly působící na hydromotor při  $\beta = 15^\circ$

Momentová rovnováha sil k bodu A:

$$F_p \cdot \cos \varphi \cdot a - F_p \cdot \sin \varphi \cdot b - F_s \cdot \cos \beta \cdot c - F_s \cdot \sin \beta \cdot d - F_r \cdot \cos \beta \cdot e - F_r \cdot \sin \beta \cdot f = 0 \quad (24)$$

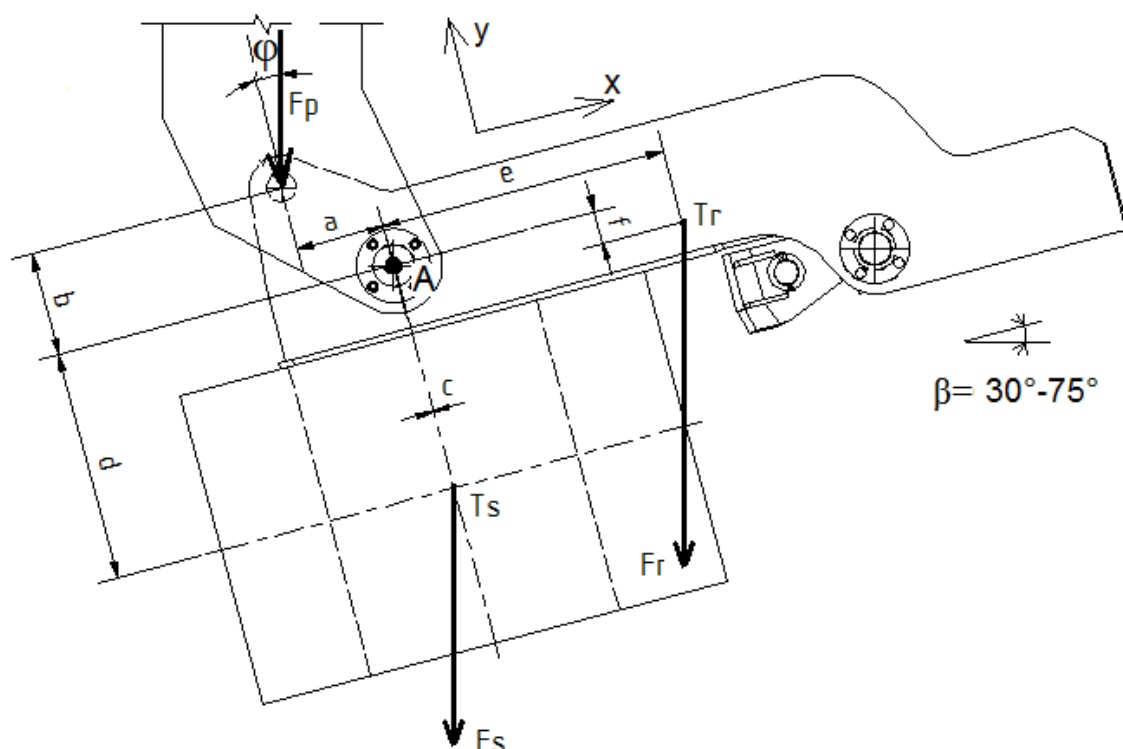
$$F_p = \frac{F_s \cdot \cos \beta \cdot c + F_s \cdot \sin \beta \cdot d + F_r \cdot \cos \beta \cdot e + F_r \cdot \sin \beta \cdot f}{\cos \varphi \cdot a - \sin \varphi \cdot b} \quad (25)$$

$$F_p = \frac{220725 \cdot \cos 15^\circ \cdot 1,5 + 220725 \cdot \sin 15^\circ \cdot 718 + 20836 \cdot \cos 15^\circ \cdot 882 + 20836 \cdot \sin 15^\circ \cdot 151}{\cos 1^\circ \cdot 275 - \sin 1^\circ \cdot 325}$$

$$F_p = 222453 \text{ N} \quad (26)$$

### 5.1.4 Rameno natočeno o úhel $\beta = 30^\circ$

Na rozdíl od výpočtu při natočení ramene o úhel  $0^\circ$  a  $15^\circ$  dochází k jedné změně. A to té, že síla  $F_p$  působí ve směru osy  $x$  opačným směrem. Tato složka síly  $F_p$  nám nyní pomáhá k natočení ramene. V minulém případě to bylo naopak. Úhel, který svírá tato síla a osa  $y$  je  $\varphi = 16,8^\circ$ . Ostatní vzdálenosti zůstávají stejné.



**Obr.27** Zátěžové síly působící na hydromotor při  $\beta = 30^\circ - 75^\circ$

Pro zrychlení výpočtu si uvedeme konečný vzorec:

$$F_p = \frac{F_s \cdot \cos \beta \cdot c + F_s \cdot \sin \beta \cdot d + F_r \cdot \cos \beta \cdot e + F_r \cdot \sin \beta \cdot f}{\cos \varphi \cdot a + \sin \varphi \cdot b} \quad (27)$$

$$F_p = \frac{220725 \cdot \cos 30^\circ \cdot 1,5 + 220725 \cdot \sin 30^\circ \cdot 718 + 20836 \cdot \cos 30^\circ \cdot 882 + 20836 \cdot \sin 30^\circ \cdot 151}{\cos 16,8^\circ \cdot 275 + \sin 16,8^\circ \cdot 325}$$

$$F_p = 271602 \text{ N} \quad (28)$$



### 5.1.5 Rameno natočeno o úhel $\beta = 45^\circ$

Pro urychlení výpočtu vycházíme z Obr.27 na předchozí straně. V tomto případě se úhel natočení hydromotoru mění na hodnotu  $\varphi=33,5^\circ$ . Zbylé rozměry jsou neměnné.

$$F_p = \frac{F_s \cdot \cos \beta \cdot c + F_s \cdot \sin \beta \cdot d + F_r \cdot \cos \beta \cdot e + F_r \cdot \sin \beta \cdot f}{\cos \varphi \cdot a + \sin \varphi \cdot b} \quad (29)$$

$$F_p = \frac{220725 \cdot \cos 45^\circ \cdot 1,5 + 220725 \cdot \sin 45^\circ \cdot 718 + 20836 \cdot \cos 45^\circ \cdot 882 + 20836 \cdot \sin 45^\circ \cdot 151}{\cos 33,5^\circ \cdot 275 + \sin 33,5^\circ \cdot 325}$$

$$F_p = 312007\text{N} \quad (30)$$

### 5.1.6 Rameno natočeno o úhel $\beta = 60^\circ$

V tomto případě je úhel natočení hydromotoru vůči svislé ose roven  $\varphi=49^\circ$ .

$$F_p = \frac{F_s \cdot \cos \beta \cdot c + F_s \cdot \sin \beta \cdot d + F_r \cdot \cos \beta \cdot e + F_r \cdot \sin \beta \cdot f}{\cos \varphi \cdot a + \sin \varphi \cdot b} \quad (31)$$

$$F_p = \frac{220725 \cdot \cos 60^\circ \cdot 1,5 + 220725 \cdot \sin 60^\circ \cdot 718 + 20836 \cdot \cos 60^\circ \cdot 882 + 20836 \cdot \sin 60^\circ \cdot 151}{\cos 49^\circ \cdot 275 + \sin 49^\circ \cdot 325}$$

$$F_p = 350783\text{N} \quad (32)$$

### 5.1.7 Rameno natočeno o úhel $\beta = 75^\circ$

V tomto případě je úhel  $\varphi = 63,7^\circ$ .

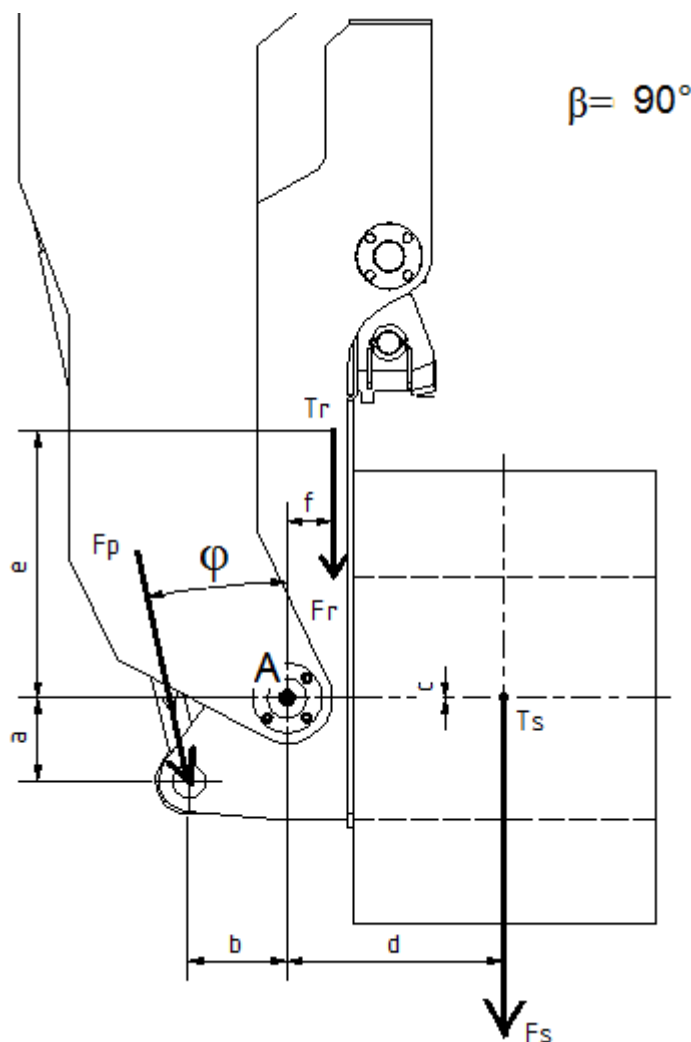
$$F_p = \frac{F_s \cdot \cos \beta \cdot c + F_s \cdot \sin \beta \cdot d + F_r \cdot \cos \beta \cdot e + F_r \cdot \sin \beta \cdot f}{\cos \varphi \cdot a + \sin \varphi \cdot b} \quad (33)$$

$$F_p = \frac{220725 \cdot \cos 75^\circ \cdot 1,5 + 220725 \cdot \sin 75^\circ \cdot 718 + 20836 \cdot \cos 75^\circ \cdot 882 + 20836 \cdot \sin 75^\circ \cdot 151}{\cos 63,7^\circ \cdot 275 + \sin 63,7^\circ \cdot 325}$$

$$F_p = 389547\text{N} \quad (34)$$

### 5.1.8 Rameno natočeno o úhel $\beta = 90^\circ$

Na konci cyklu otáčení svírá síla  $F_p$  se svislou osou úhel  $\varphi = 12,6^\circ$ .



**Obr.28** Zátěžové síly působící na hydromotor při  $\beta = 90^\circ$

Momentová rovnováha sil k bodu A:

$$F_p \cdot \cos \varphi \cdot b + F_p \cdot \sin \varphi \cdot a - F_s \cdot d - F_r \cdot f = 0 \quad (35)$$

$$F_p = \frac{F_s \cdot d + F_r \cdot f}{\cos \varphi \cdot b + \sin \varphi \cdot a} \quad (36)$$

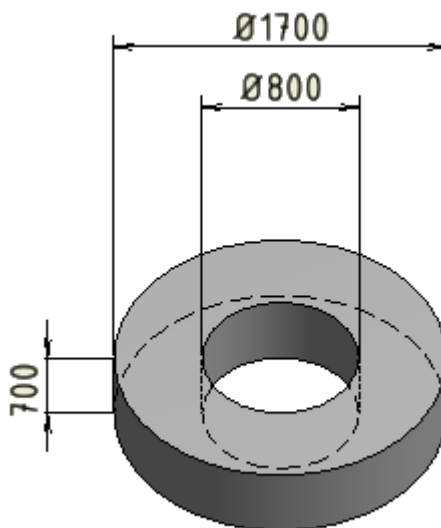
$$F_p = \frac{220725 \cdot 718 + 20836 \cdot 151}{\cos 12,6^\circ \cdot 325 + \sin 12,6^\circ \cdot 275} \quad (37)$$

$$F_p = 428534 \text{ N} \quad (38)$$

## 5.2 Výpočet druhé varianty zatížení

Pro druhou variantu výpočtu byl zvolen svitek s následujícími rozměry:

$\varnothing D / \varnothing d / H / = 1700 / 800 / 700$  [mm]. Úhel  $\beta$  opět rozdělíme po  $15^\circ$ .



**Obr.29** Rozměry svitku 2

Rozměry pro tento svitek jsou (viz. Obr.28 na straně 43):

$a = 275$  mm

$b = 325$  mm

$c = 1,5$  mm

$d = 568$  mm

$e = 882$  mm

$f = 151$  mm

Průběh výpočtu je stejný, jak u první varianty svitku, akorát se změní rozměr „d“. Díky tomu výpočet zjednodušíme a uvedeme si jen výsledné hodnoty síly  $F_p$  v následující tabulce.

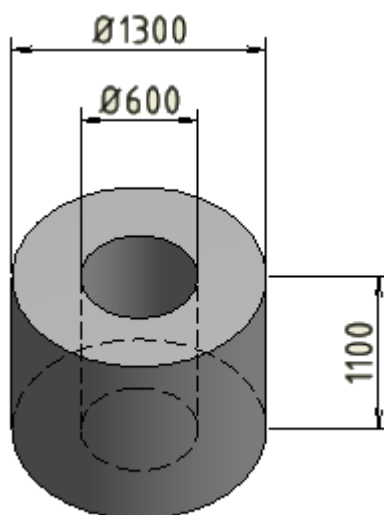
$\beta$ [°]	0	15	30	45	60	75	90
$F_p$ [N]	127047	190631	225256	254723	283427	312149	340750

**Tab.4** Hodnoty vypočtené pro druhou variantu

### 5.3 Výpočet třetí varianty zatížení

Pro poslední třetí variantu výpočtu byl zvolen svitek s následujícími rozměry:

$\varnothing D / \varnothing d / H / = 1300/600/1100$  [mm]. Úhel  $\beta$  opět rozdělíme po  $15^\circ$ .



**Obr.30** Rozměry svitku 3

Rozměry pro tento svitek jsou (viz. Obr.28 na straně 43):

$a = 275$  mm

$b = 325$  mm

$c = 101,5$  mm

$d = 768$  mm

$e = 882$  mm

$f = 151$  mm

I tento výpočet je obdobný jako předchozí. Změnily se akorát rozměry „c“ a „d“, což jsou vzdálenosti těžiště svitku od bodu otáčení. Výsledné hodnoty najdeme v tabulce níže.

$\beta$ [°]	0	15	30	45	60	75	90
$F_p$ [N]	276936	312233	340565	369289	399160	429171	457795

**Tab.5** Hodnoty vypočtené pro třetí variantu

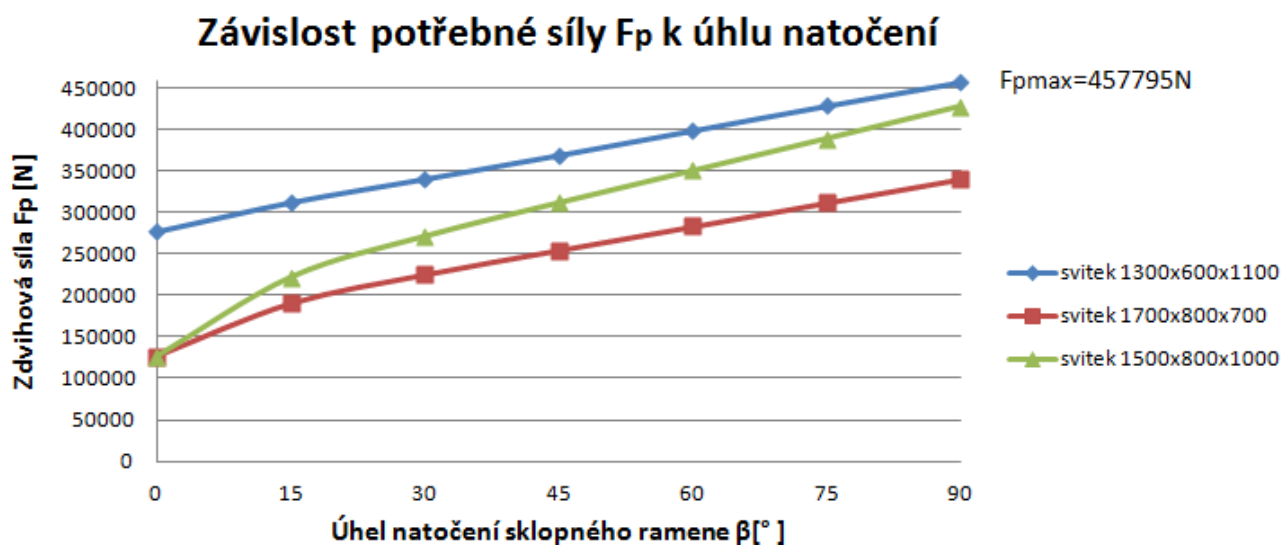
## 5.4 Souhrn vypočtených výsledků síly $F_p$

V následující tabulce je souhrn výsledků pro všechny tři varianty sviteků. Maximální potřebná síla k otočení sklopného ramene byla zjištěna u posledního svitku. Z průběhu výpočtu vyšlo, že nejtěžší je otočit rameno se svitkem o maximální hmotnosti a maximální výšce svitku  $H=1\ 100\text{ mm}$  bez ohledu na velikosti průměrů svitku.

$\beta$ [°]	$F_p$ [N] pro svitek 1 (1500/800/1000)	$F_p$ [N] pro svitek 2 (1700/800/700)	$F_p$ [N] pro svitek 3 (1300/600/1100)
0	127047	127047	276936
15	222453	190631	312234
30	271602	225257	340565
45	312007	254724	369290
60	350783	283428	399160
75	389547	312150	429171
90	428534	340750	<b>457795</b>

*Tab.6 Souhrn výsledků potřebné síly  $F_p$*

## 5.5 Diagram zátěžových sil zvolených variant sviteků



*Obr.31 Diagram potřebné síly  $F_p$  v závislosti na úhlu  $\beta$*

## 5.6 Volba přímočarého hydromotoru

Dle předchozího bodu a vypočítané potřebné maximální síly  $F_p$  mohu navrhnout přímočarý hydromotor, který bude celým sklopným ramenem otáčet kolem osy otáčení.

Vypočítaná potřebná síla k otočení ramene  $F_p$ :

$$F_{p_{\max}} = 457795 \text{ N} \quad (39)$$

Pascalův zákon:

$$p = \frac{F_{p_{\max}}}{S_{2_{\text{pož}}}} = \frac{F_{p_{\max}}}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} \quad (40)$$

Z něj vypočteme potřebnou pracovní plochu hydromotoru. Při zvedání ramene uvažuji jako pracovní plochu celou plochu pístu. Plochu mezikruží mezi pístem a pístní tyčí nemusím brát v potaz, jelikož na tuto plochu působím tlakem kapaliny v případě, že sklopné rameno se vrací (padá) do vodorovné polohy. Při tomto pohybu nám pomáhá tíha svitku.

$$D_2 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{p_{\max}}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 457795}{\pi \cdot 24}} = 166 \text{ mm} \quad (41)$$

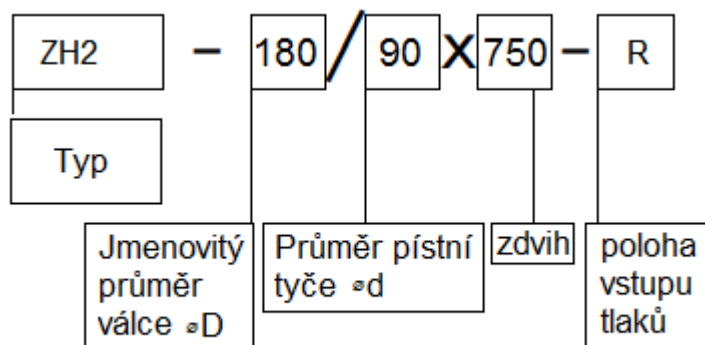
Volím přímočarý hydromotor s průměrem pístu roven 180 mm a s průměrem pístní tyče roven 90 mm.

Skutečná síla vyvozená tímto hydromotorem při tlaku 24 MPa potom bude:

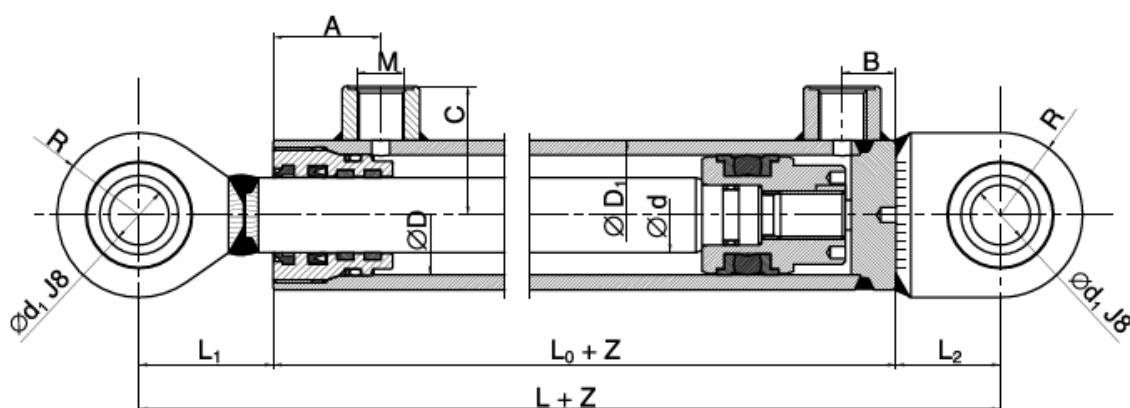
$$F_{p_{\text{skut}}} = S_{2_{\text{skut}}} \cdot p = 19086 \cdot 24 = 458044 \text{ N} \quad (42)$$

$$S_{2_{\text{skut}}} = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 180^2}{4} = 19086 \text{ mm}^2 \quad (43)$$

Volím přímočarý hydromotor od firmy HYDRAULICS s.r.o. Jedná se o dvojčinný hydromotor bez tlumení v koncových polohách. Pistní tyč i válec jsou ukončeny závěsným okem. Označení vybraného přímočarého hydromotoru:



**Obr.32** Objednací kód hydromotoru



**Obr.33** Schéma zvoleného hydromotoru otáčející ramenem [13]

Rozměr	$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	$L_0$	$L_1$	$L_2$	M	A	B	C	R
Hodnota [mm]	180	90	210	90	600	310	160	130	M42x2	110	85	130	110

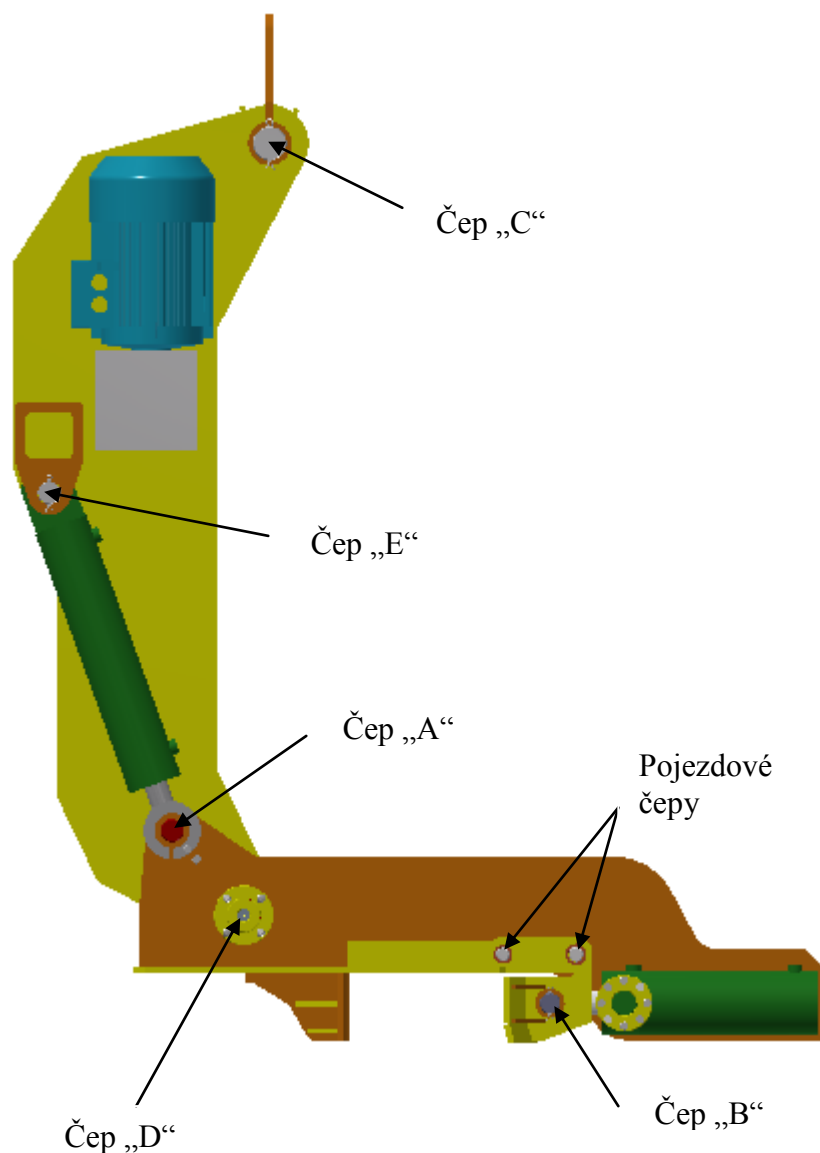
**Tab.7** Připojovací rozměry hydromotoru otáčející ramenem



## 6 KONTROLA ČEPŮ

### 6.1 Umístění čepů v konstrukci kleští

Na Obr.34 níže vidíme umístění pěti čepů v konstrukci kleští, které budu následně pevnostně kontrolovat. Všechny tyto čepy jsou vyrobeny ze stejného materiálu 15 142. V čelistích jsou umístěny ještě dva pojezdové čepy, ty ale kontrolovat nebudu, jelikož slouží jen k pojezdu čelistí po kolejnicích.



**Obr.34** Znáznornění polohy čepů v kleštích

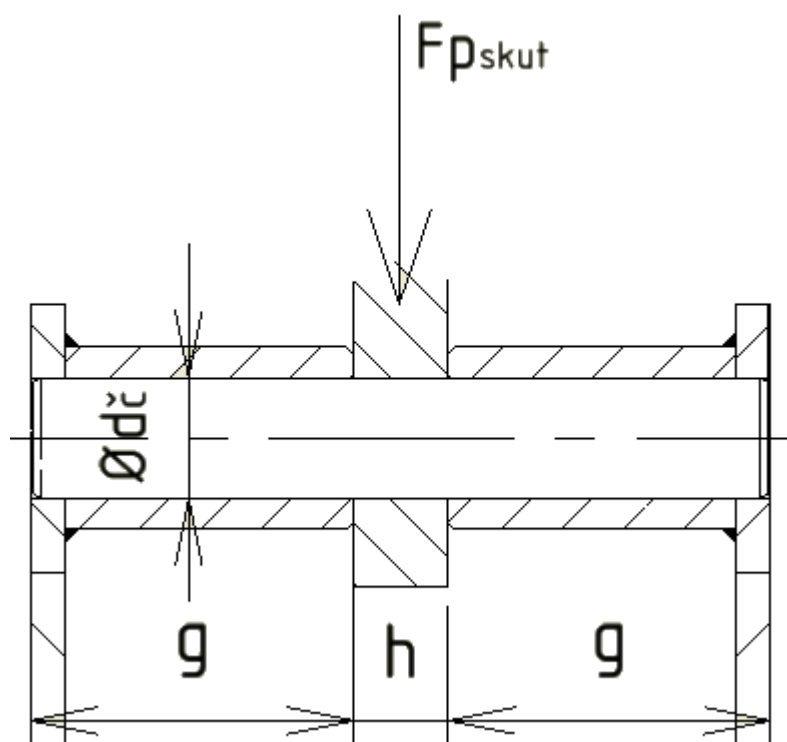
## 6.2 Kontrola čepu A

Tento čep je umístěn na konci sklopného ramene a působí na něj hydromotor, který tímto ramenem otáčí. Čep je vyroben z materiálu 15 142 (nové označení 42CrMo4). Mez kluzu materiálu čepu je  $R_e=750$  MPa (dle lit.[1]). Tento čep jsem kontroloval na ohyb a střih.

Průměr čepu:  $\varnothing d_c = 90$  mm

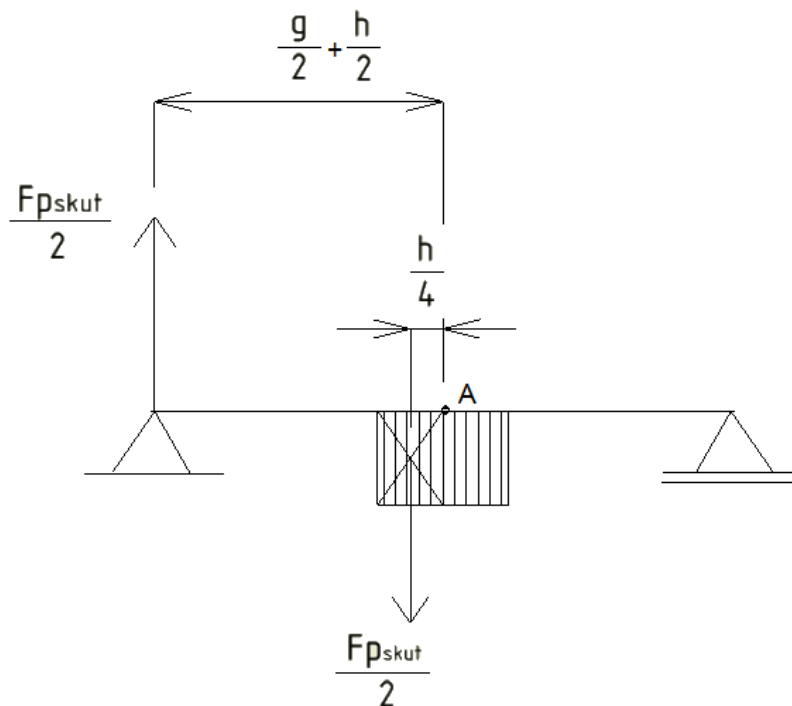
Rozměr:  $g = 240$  mm

$h = 70$  mm



*Obr.35 Schéma zatížení čepu A*

Uvažoval jsem spojitě zatížení. Proto maximální ohybový moment by se měl nacházet v bodě A, tedy uprostřed nosníku.



**Obr.36** Zobrazení zatížení čepu

Maximální ohybový moment v bodě A:

$$M_{o_{\max}} = \frac{Fp_{skut}}{2} \left( \frac{g}{2} + \frac{h}{2} \right) - \frac{Fp_{skut}}{2} \left( \frac{h}{4} \right) = \frac{Fp_{skut}}{2} \left( \frac{g}{2} + \frac{h}{4} \right) = \frac{1}{8} \cdot Fp_{skut} \cdot (2 \cdot g + h) \quad (44)$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{\max}}}{W_o} = \frac{\frac{1}{8} \cdot Fp_{skut} (2 \cdot g + h)}{\frac{\pi \cdot d_{\epsilon}^3}{32}} = \frac{4 \cdot 458044 \cdot (2 \cdot 240 + 70)}{\pi \cdot 90^3} = 440 MPa \quad (45)$$

Výpočet napětí ve střihu:

$$\tau_s = \frac{\frac{Fp_{skut}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{2 \cdot Fp_{skut}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot 458044}{\pi \cdot 90^2} = 36 MPa \quad (46)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{440^2 + 3 \cdot 36^2} = 444 MPa \quad (47)$$

Kontrola bezpečnosti:

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{750}{444} = 1,69 > 1,5 \quad (48)$$

→ Navržený čep vyhovuje danému zatížení.

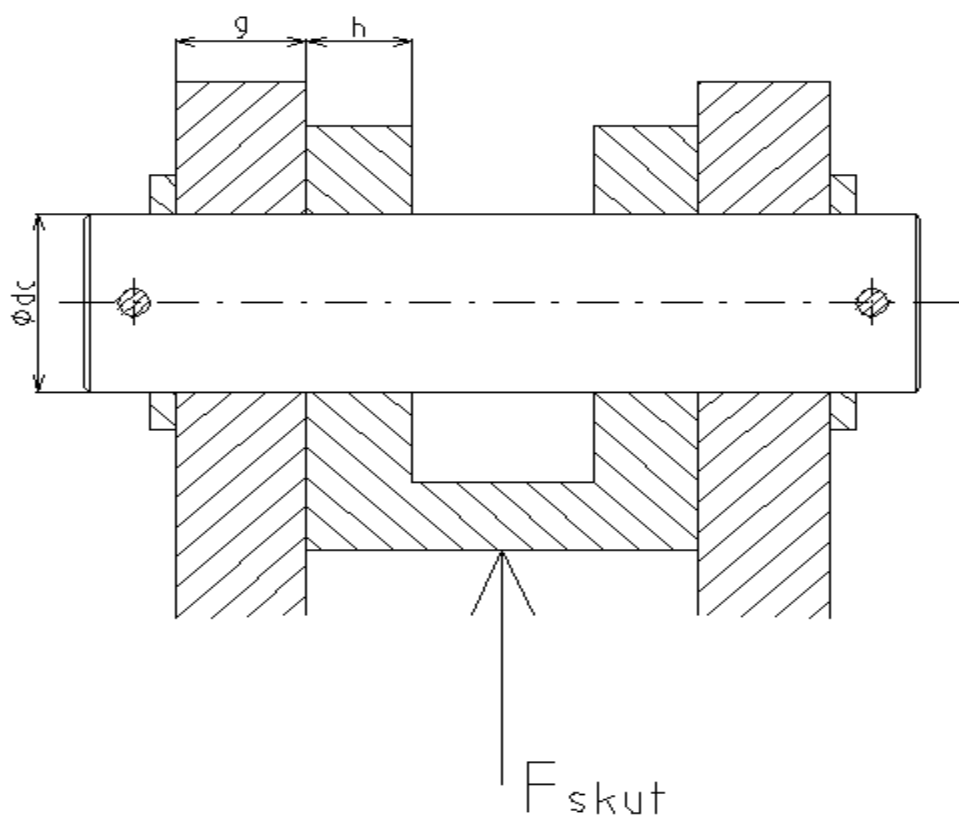
### 6.3 Kontrola čepu B

Tento čep je umístěn v čelistích, které svírají svitek. Na tento čep působí silou  $F_{\text{skut}}$  přímočarý hydromotor. Čep je vyroben z materiálu 15 142 (nové označení 42CrMo4). Mez kluzu materiálu čepu je  $R_e=750$  MPa (dle lit.[1]). Tento čep jsem kontroloval na stříh a otláčení.

Průměr čepu:  $\varnothing d_c = 80$  mm

Rozměr:  $g = 50$  mm

$h = 40$  mm



**Obr.37** Schéma zatížení čepu B

Výpočet napětí ve střihu:

$$\tau_s = \frac{\frac{F_{skut}}{2}}{S} \leq \tau_{DS} \quad (49)$$

$$\tau_s = \frac{\frac{F_{skut}}{2}}{S} = \frac{2 \cdot F_{skut}}{\pi \cdot d_c^2} = \frac{2 \cdot 753982}{\pi \cdot 80^2} = 75 MPa \quad (50)$$

Dovolené napětí ve střihu (dle lit. [15]):

$$\tau_{DS} = 0,3 \cdot Re = 0,3 \cdot 750 = 225 MPa \quad (51)$$

Kontrola bezpečnosti:

$$\tau_{DS} > \tau_s \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (52)$$

Kontrola na otláčení ve vidlici:

$$p = \frac{\frac{F_{skut}}{2}}{S} \leq p_D \quad (53)$$

$$p = \frac{F_{skut}}{2 \cdot d_c \cdot h} = \frac{753982}{2 \cdot 80 \cdot 40} = 117 MPa \quad (54)$$

Dovolený tlak (dle lit. [15]):

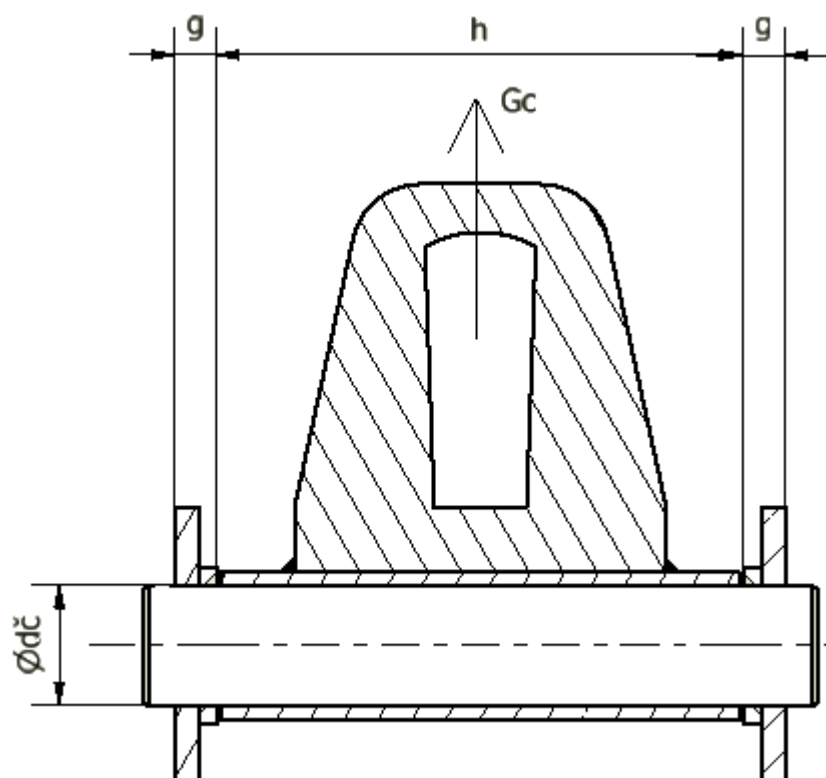
$$p_D = 0,3 \cdot Re = 0,3 \cdot 750 = 225 MPa \quad (55)$$

Kontrola bezpečnosti:

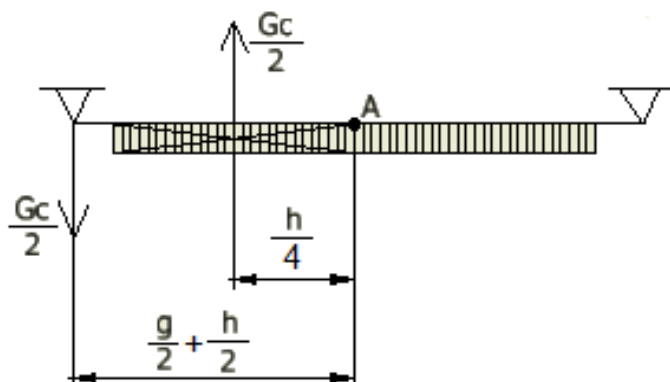
$$p_{DS} > p \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (56)$$

## 6.4 Kontrola čepu C

Tento čep je nosný čep celých hydraulických kleští. Čep se nachází uvnitř trubky, která je spojena se závěsným okem. Zatížení je tedy vyvoláno hmotností kleští se svitkem o maximální hmotnosti svitku 10 tun. Čep je na obou koncích pojištěn závlačkou proti vypadnutí. Materiál čepu je 15 142 (nové označení 42CrMo4). Mez kluzu materiálu čepu je  $R_e=750$  MPa.



Obr.38 Schéma zatížení čepu C



Obr.39 Zobrazení zatížení čepu C

Maximální ohybový moment v bodě A:

$$M_{o_{\max}} = \frac{G_c}{2} \left( \frac{g}{2} + \frac{h}{2} \right) - \frac{G_c}{2} \left( \frac{h}{4} \right) = \frac{G_c}{2} \left( \frac{g}{2} + \frac{h}{4} \right) = \frac{1}{8} \cdot G_c \cdot (2 \cdot g + h) \quad (57)$$

Tíha kleští:

$$G_k = m_k \cdot g = 3319 \cdot 9,81 = 32559 N \quad (58)$$

Celková tíha (kleště + svitek):

$$G_c = G_k + G_{\max} = 32559 + 220725 = 253284 N \quad (59)$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{\max}}}{W_o} = \frac{\frac{1}{8} \cdot G_c (2 \cdot g + h)}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{4 \cdot 253284 \cdot (2 \cdot 45 + 560)}{\pi \cdot 130^3} = 95 MPa \quad (60)$$

Výpočet napětí ve střihu:

$$\tau_s = \frac{\frac{G_c}{2}}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} = \frac{2 \cdot G_c}{\pi \cdot d_c^2} = \frac{2 \cdot 253284}{\pi \cdot 130^2} = 10 MPa \quad (61)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{95^2 + 3 \cdot 10^2} = 97 MPa \quad (62)$$

Kontrola bezpečnosti:

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{750}{97} = 7,7 > 1,5 \quad (63)$$

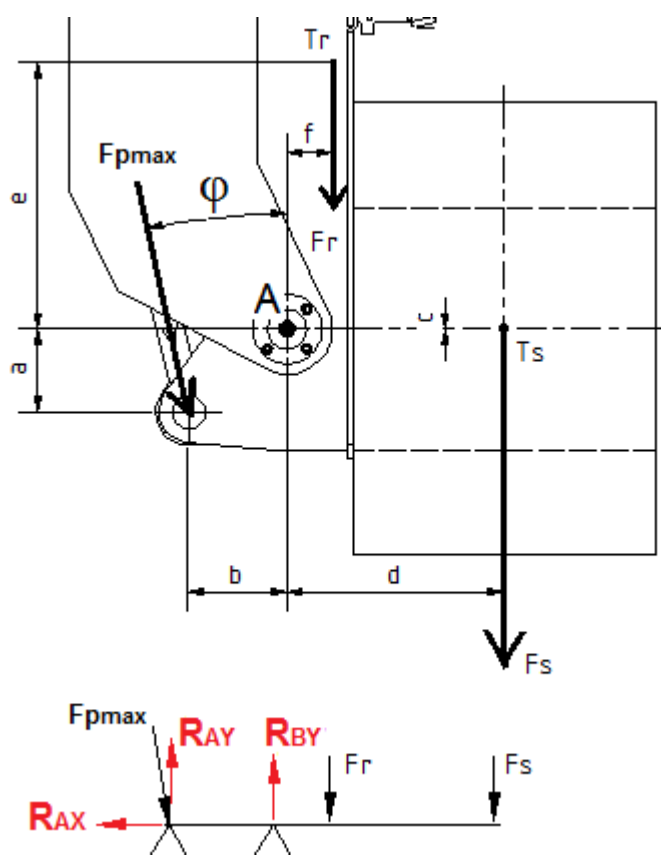
→ Navržený čep vyhovuje danému zatížení.



## 6.5 Kontrola čepu D

### 6.5.1 Výpočet zatěžující síly čepu

Tento čep se nachází v ose otáčení ramene. Je vyroben ze stejného materiálu jako předchozí čepy. Abychom mohli čep zkontrolovat, tak si musíme nejdříve vypočítat reakci v místě A. Z průběhu výpočtu vyšlo, že čep je nejvíce zatěžován v poloze, kdy je sklopné rameno sklopeno o úhel  $90^\circ$  a při přepravě svitku o maximální hmotnosti a maximální výšce  $H=1\ 100$  mm. Kvůli rozsáhlosti výpočtu uvádím jen tuto variantu. Celou soustavu jsem si nahradil jednoduchým nosníkem, který vidíme na Obr.40. Červeně jsou zobrazeny potřebné reakce.



*Obr.40 Znáznornění reakcí v čepu D*

Reakce v ose x:

$$R_{AX} = Fp_{\max} \cdot \sin \varphi = 458044 \cdot \sin 12,6 = 99919N \quad (64)$$

Reakce v ose y:

Moment k působišti síly  $Fp_{\max}$ :

$$R_{BY} \cdot b - F_r \cdot (b + f) - F_s \cdot (b + d) = 0 \quad (65)$$

$$R_{BY} = \frac{F_r \cdot (b + f) + F_s \cdot (b + d)}{b} \quad (66)$$

$$R_{BY} = \frac{20836 \cdot (325 + 151) + 220725 \cdot (325 + 768)}{325} = 772832N \quad (67)$$

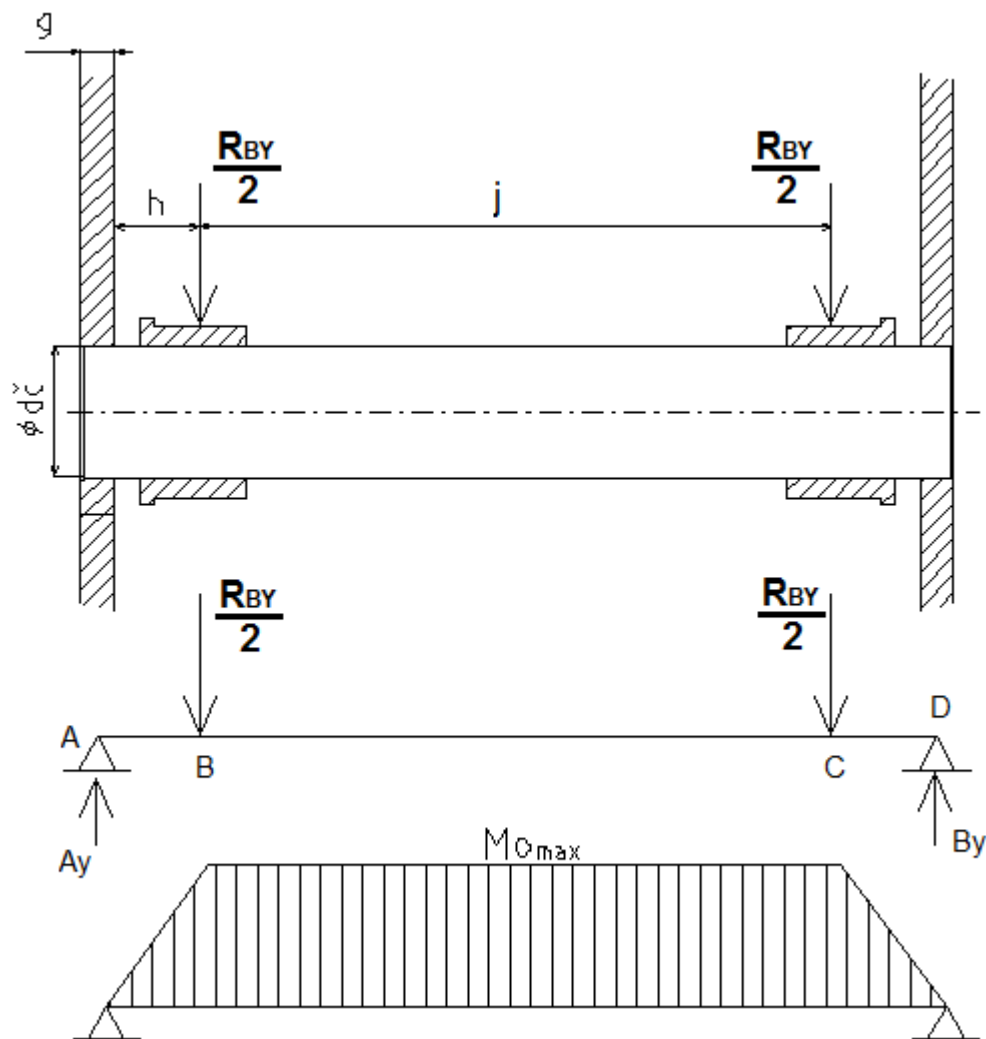
Pro pořádek si dopočítám poslední reakci  $R_{AY}$ , tu ale při kontrole tohoto čepu potřebovat nebudeme.

$$R_{AY} + R_{BY} - F_r - F_s - Fp_{\max} \cdot \cos \varphi = 0 \quad (68)$$

$$R_{AY} = -R_{BY} + F_r + F_s + Fp_{\max} \cdot \cos \varphi \quad (69)$$

$$R_{AY} = -772832 + 20836 + 220725 + 458044 \cdot \cos 12,6 = -84258N \quad (70)$$

Jelikož reakční síla  $R_{AY}$  vyšla záporně, působí opačným směrem, než jsem původně na obrázku uvažoval. V pevnostní kontrole čepu budu dále počítat jen s reakcí  $R_{BY}$ . Tuto reakci si dále rozdělím na dvě poloviny, jelikož tato reakce působí na čep přes dvě kluzná ložiska a celé sklopné rameno je osově souměrné.



**Obr.41** Schéma zatížení čepu D

Rozměry k Obr.41:

g=25 mm

### h=60 mm

j=490 mm

ødč=100 mm

Výpočet reakcí:

$$A_y = B_y = \frac{R_{BY}}{2} = \frac{772832}{2} = 386416N \quad (71)$$

Ohybové momenty k bodům A až D z Obr.41:

$$M_A = 0 \quad (72)$$

$$M_B = Ay \cdot \left(\frac{g}{2} + h\right) = \frac{R_{BY}}{2} \cdot \left(\frac{g}{2} + h\right) \quad (73)$$

$$M_C = Ay \cdot \left(\frac{g}{2} + h + j\right) - \frac{R_{BY}}{2} \cdot j = Ay \cdot \left(\frac{g}{2} + h\right) = \frac{R_{BY}}{2} \cdot \left(\frac{g}{2} + h\right) \quad (74)$$

$$M_D = 0 \quad (75)$$

Z těchto rovnic vyplývá průběh ohybového momentu, který je znázorněn na Obr.41 dole.

Nejvyšší ohybový moment se nachází mezi body B a C. Mezi kluznými ložisky je ohybový moment konstantní.

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{\max}}}{W_o} = \frac{\frac{R_{BY}}{2} \cdot \left(\frac{g}{2} + h\right)}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{32 \cdot 386416 \cdot \left(\frac{25}{2} + 60\right)}{\pi \cdot 100^3} = 285 \text{ MPa} \quad (76)$$

Výpočet napětí ve střihu:

$$\tau_s = \frac{\frac{R_{BY}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} = \frac{4 \cdot \frac{R_{BY}}{2}}{\pi \cdot d_c^2} = \frac{4 \cdot 386416}{\pi \cdot 100^2} = 49,2 \text{ MPa} \quad (77)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{285^2 + 3 \cdot 49,2^2} = 290 \text{ MPa} \quad (78)$$

Kontrola bezpečnosti:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{750}{290} = 2,58 > 1,5 \quad (79)$$

→ Navržený čep vyhovuje danému zatížení.

## 6.6 Kontrola čepu E

Tento čep je zatěžován stejnou silou jako čep A. Charakteristický obrázek je obdobný, jako u čepu A (Obr.35 na straně 50). Materiál čepu je 15 142 (nové označení 42CrMo4). Mez kluzu materiálu čepu je  $Re=750$  MPa. Čep je z obou stran zajištěn závlačkou proti vypadnutí.

Průměr čepu:  $\phi_d = 90$  mm

Rozměr:  $g = 41$  mm

$h = 70$  mm

Maximální ohybový moment v bodě A (viz Obr.36 na straně 51):

$$M_{o_{\max}} = \frac{Fp_{skut}}{2} \left( \frac{g}{2} + \frac{h}{2} \right) - \frac{Fp_{skut}}{2} \left( \frac{h}{4} \right) = \frac{Fp_{skut}}{2} \left( \frac{g}{2} + \frac{h}{4} \right) = \frac{1}{8} \cdot Fp_{skut} \cdot (2 \cdot g + h) \quad (80)$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{\max}}}{W_o} = \frac{\frac{1}{8} \cdot Fp_{skut} (2 \cdot g + h)}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{4 \cdot 458044 \cdot (2 \cdot 41 + 70)}{\pi \cdot 90^3} = 121,6 \text{ MPa} \quad (81)$$

Výpočet napětí ve střihu:

$$\tau_s = \frac{\frac{Fp_{skut}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{2 \cdot Fp_{skut}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot 458044}{\pi \cdot 90^2} = 36 \text{ MPa} \quad (82)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{121,6^2 + 3 \cdot 36^2} = 137 \text{ MPa} \quad (83)$$

Kontrola bezpečnosti:

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{750}{137} = 5,49 > 1,5 \quad (84)$$

→ Navržený čep vyhovuje danému zatížení.

## 7 KONTROLA KLUZNÝCH LOŽISEK

Ve sklopném rameni se nacházejí dvě kluzná ložiska, na které působí síla  $R_{BY}$ . Tyto ložiska jsou normalizovaná dle ČSN 02 3499.

Označení ložisek: POUZDRO B 100/120x80

Materiál ložisek: ČSN 42 3146 – hliníkový bronz (dle lit [2] str.360)

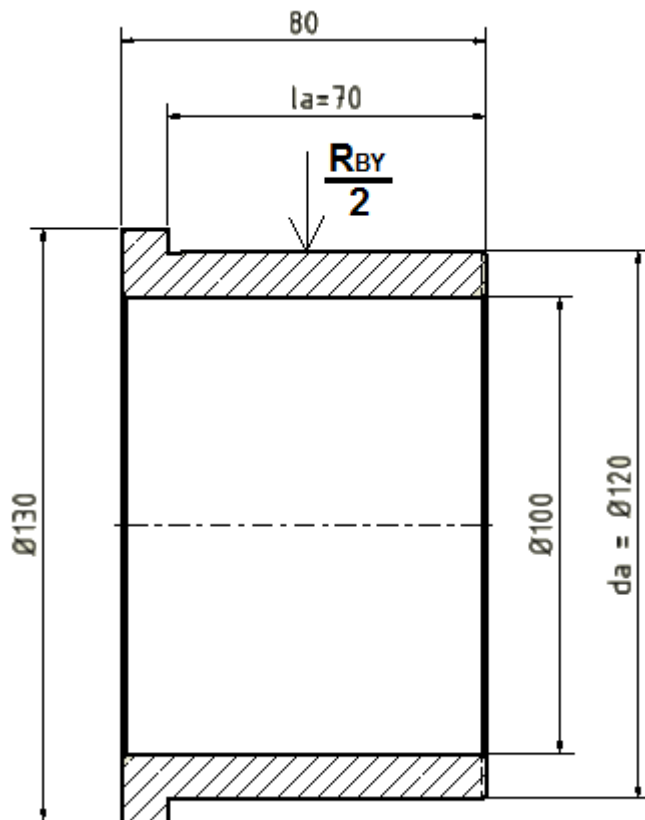
Dovolený měrný tlak:  $p_D=100$  MPa (dle lit [3] str.270)

Výpočet tlaku působící na jedno ložisko:

$$p = \frac{\frac{R_{BY}}{2}}{d_a \cdot l_a} = \frac{386416}{0,12 \cdot 0,07} = 46 \text{ MPa} \quad (85)$$

Kontrola dovoleného měrného tlaku:

$p < p_D \rightarrow$  Navržené ložiska vyhovují danému zatížení



**Obr.42** Kluzné ložisko

## 8 KONTROLA ŠROUBOVÉHO SPOJENÍ

Kontrolované šroubové spojení se nachází u přímočarého hydromotoru (viz. Obr.43). Tento hydromotor je ve sklopném rameni uchycen čepy, které jsou na něm umístěny. Každý čep je uchycen osmi šrouby velikosti M20x2,5. Zatížení šroubů je uskutečněno silou vyvolanou od hydromotoru svírající svitek. Šrouby budu kontrolovat na stříh a na otláčení dřívku šroubu.

Potřebné rozměry šroubů (viz. Obr.44):

$$d_s=19,67 \text{ mm}$$

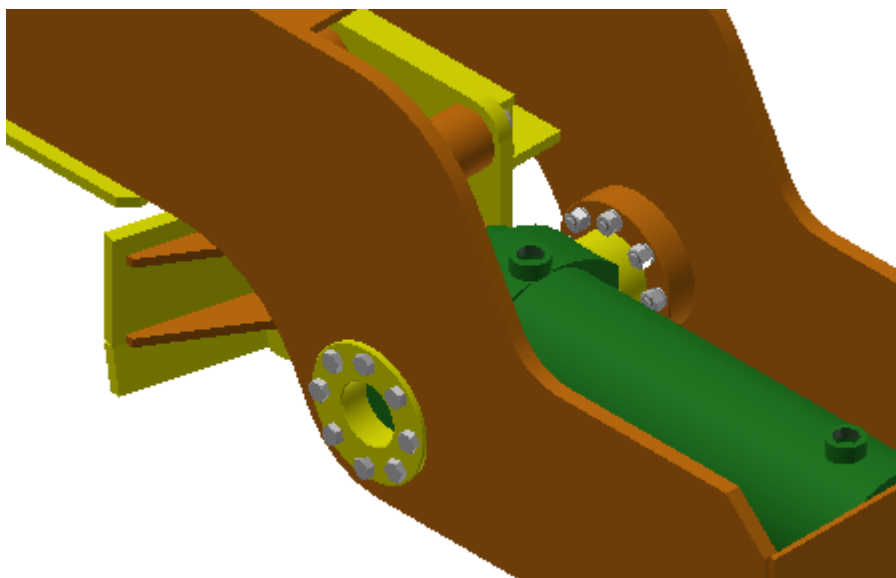
$$s=25 \text{ mm}$$

Materiál šroubů: 12 040 (dle nového značení C35E)

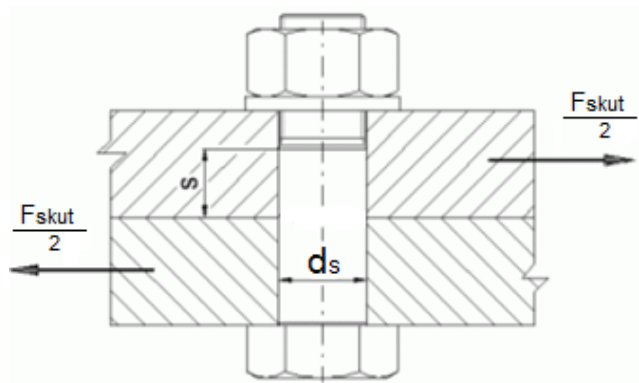
Označení šroubů dle ISO 4014: Šroub se šestihrannou hlavou M20x110-8.8

Mechanické vlastnosti:  $R_e=640\text{MPa}$

$$R_m=800\text{MPa}$$



***Obr.43** Umístění šroubů v sestavě*



**Obr.44** Schéma šroubového spojení

Výpočet napětí ve střihu:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \quad (86)$$

$$\tau_s \frac{\frac{F_{skut}}{2}}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{2 \cdot F_{skut}}{8 \cdot \pi \cdot d_s^2} = \frac{2 \cdot 753982}{8 \cdot \pi \cdot 19,67^2} = 155 \text{ MPa} \quad (87)$$

Dovolené napětí ve střihu:

$$\tau_{Ds} = 0,4 \cdot Re = 0,4 \cdot 640 = 256 \text{ MPa} \quad (\text{dle lit. [15]}) \quad (88)$$

$$\tau_s < \tau_{Ds} \quad (89)$$

Kontrola otláčení dřívku šroubu:

$$p = \frac{\frac{F_{skut}}{2}}{i \cdot s \cdot d_s} \leq p_D \quad (90)$$

$$p = \frac{753982}{8 \cdot 25 \cdot 19,67} = 96 \text{ MPa} \quad (91)$$

Dovolený tlak:

$$p_D = 150 \text{ MPa} \quad (\text{dle lit. [1] na straně 917}) \quad (92)$$

$$p < p_D \quad (93)$$

Šroubový spoj vyhovuje danému zatížení, jak z hlediska kontroly na střih, tak i kontrolou otláčení dřívku šroubu.



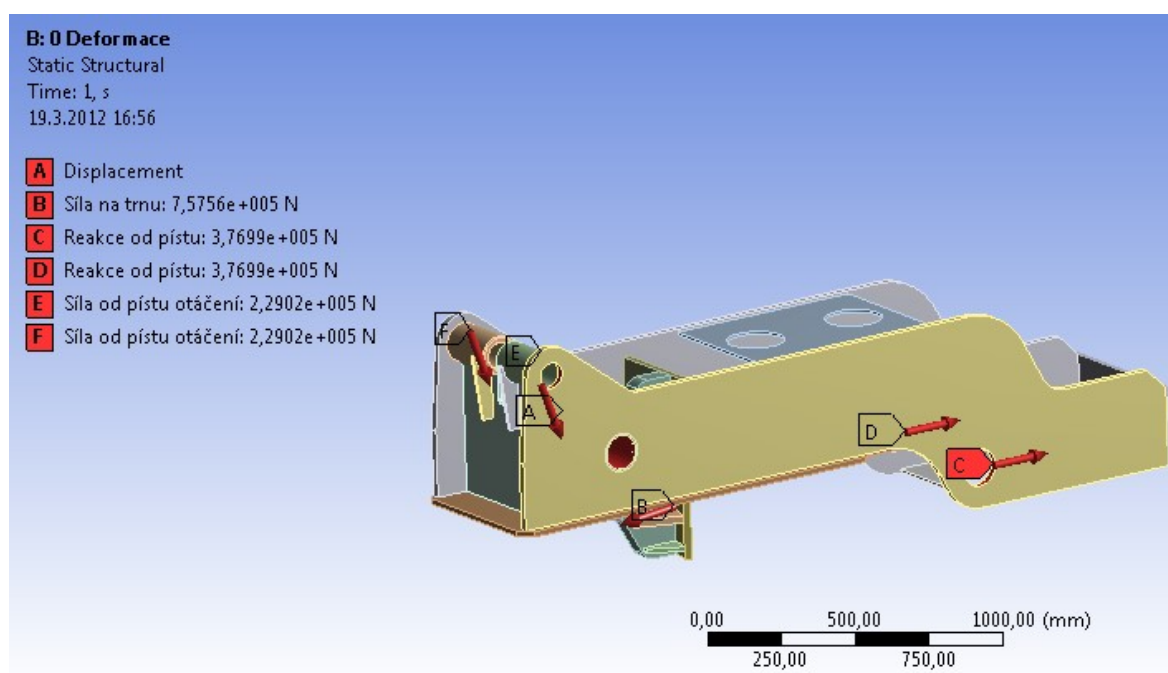
## 9 KONTROLA SKLOPNÉHO RAMENE POMOCÍ MKP SOFTWARE

Pomocí softwaru ANSYS Workbench jsem řešil deformaci a velikost napětí svařovaného sklopného ramene. Výpočet probíhal ve dvou polohách ramene – na začátku a na konci cyklu otáčení.

### 9.1 Sklopné rameno v poloze vodorovné

#### 9.1.1 Zadání okrajových podmínek

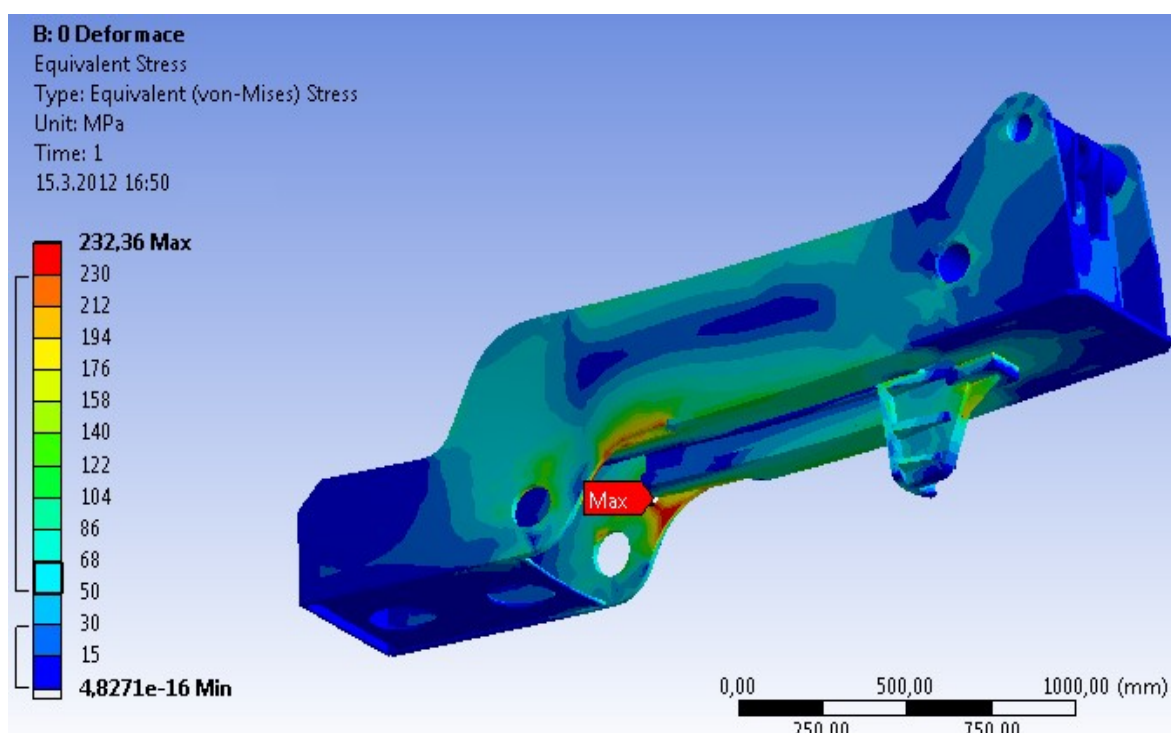
Celé sklopné rameno se otáčí okolo jedné osy, proto jsem do tohoto místa umístil vazbu (bod A na Obr.45). Dále na vnitřní trn působí třecí síla  $T_1$  vyvozená maximální možnou tíhou svitku a síla od přímočarého hydromotoru, kterou hydromotor svitek tiskne na trn (bod B). Dále na rameno působí reakční síla od čepů, kterými je hydromotor upevněn ve sklopném rameni (body C a D). Tuto sílu jsem si rozdělil na dvě poloviny, jelikož celý model je osově souměrný. Jako poslední jsem uvažoval sílu od hydromotoru, který svitek a celé rameno otáčí (body E a F). Taktéž jsem ji rozdělil na dvě poloviny.



*Obr.45 Okrajové podmínky ve vodorovné poloze ramene*

### 9.1.2 Velikost a průběh napětí

V průběhu výpočtu došlo ke komplikacím, jelikož tento MKP software neumí počítat s kontakty mezi jednotlivými plechy. Proto některé výsledky byly zkreslené a docházelo k výskytu abnormálních hodnot, které jsem neuvažoval. Nakonec vyšlo maximální napětí rovno 232 MPa v zaoblení hlavního nosníku. Což je vzhledem k mezi kluzu daného materiálu vyhovující.



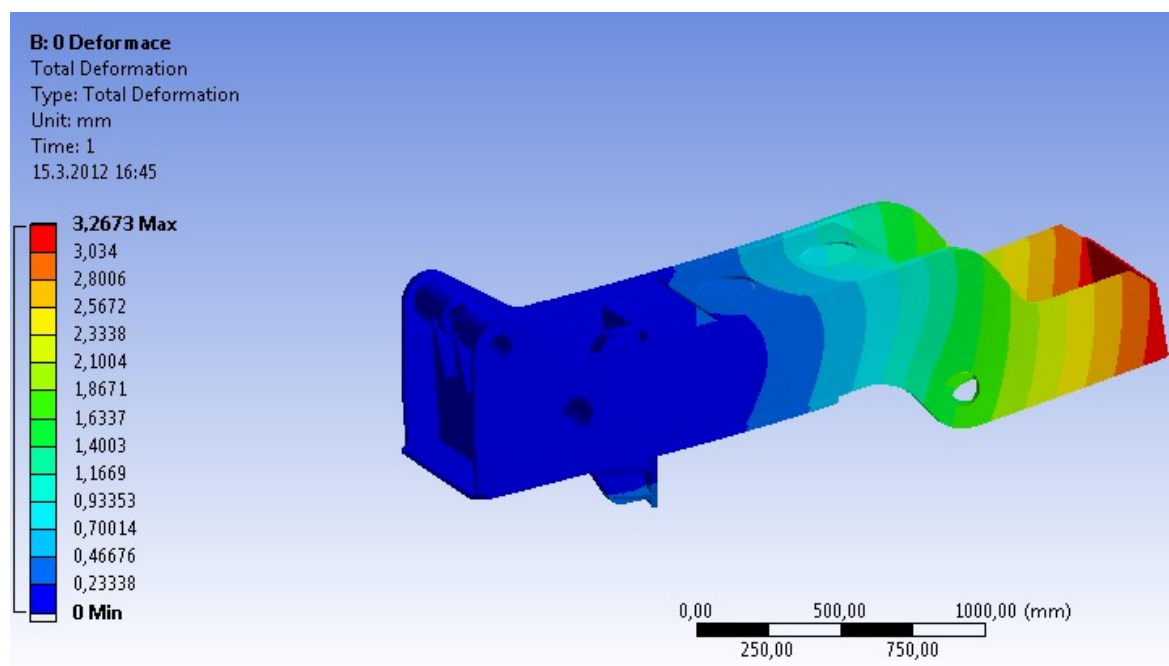
**Obr.46** Velikost napětí v rameni ve vodorovné poloze

Výslednou bezpečnost dostaneme porovnáním nejvyššího napětí s mezí kluzu materiálu. Celé rameno je svařeno z materiálu 11 523 s mezí kluzu rovno 355 MPa.

$$k = \frac{Re}{\sigma_{\max}} = \frac{355}{232} = 1,53 > 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (94)$$

### 9.1.3 Velikost a průběh deformace

Velikost a průběh napětí odpovídá danému způsobu zatěžování. Největší deformace vyšla na konci celého sklopného ramene. Koncová deska sklopného ramene se tedy vychýlí od původní polohy o hodnotu 3,26 mm.

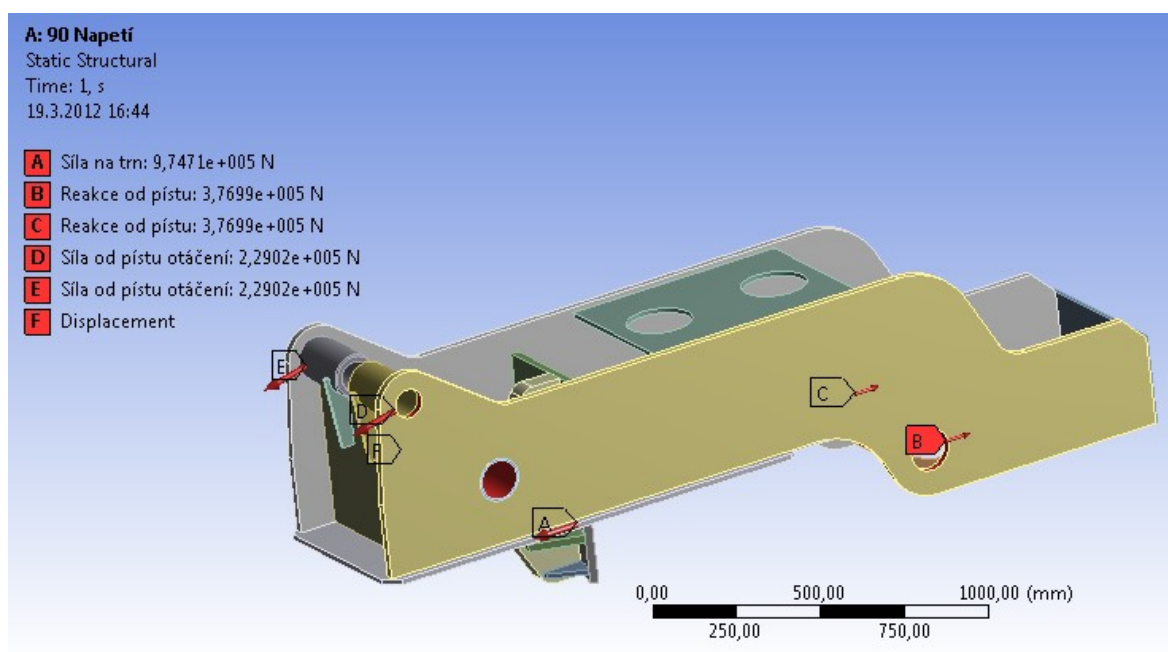


*Obr.47 Velikost deformace ramene ve vodorovné poloze*

## 9.2 Sklopné rameno v poloze svislé

### 9.2.1 Zadání okrajových podmínek

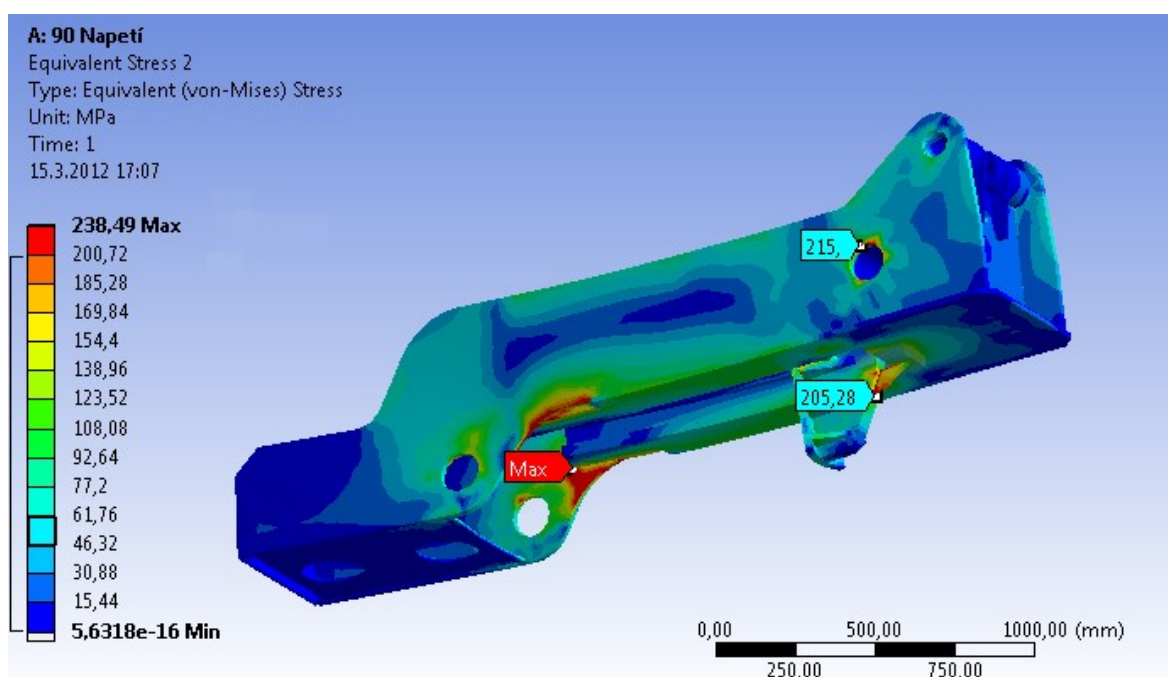
V případě, kdy se rameno nachází ve svislé poloze, zůstává vazba totožná s minulým případem. Naopak se mění síla, která působí na trn (bod A). Tato síla je vyvozena celou tíhou svitku a silou vyvozenou hydromotorem. Reakční síly vyvolané uchycením hydromotoru v rameni zůstávají stále stejné (bod B a C). Síla vyvozena hydromotorem, který otáčí ramenem, taktéž zůstává stejná, akorát působí pod jiným úhlem (bod D a E). Obě tyto síly opět byly rozděleny na dvě poloviny.



**Obr.48** Okrajové podmínky ve svislé poloze ramene

### 9.2.2 Velikost a průběh napětí

Stejně jako v minulém případě i zde docházelo k nepřesnostem. Nejvyšší spočítané napětí vyšlo okolo 238 MPa. Toto maximální napětí se nachází skoro v totožném místě, jako když bylo počítáno ve vodorovné poloze. Pro ilustraci ještě uvádím napětí naměřené u trnu v místě vzpěry a na okraji trubky v bodě otáčení. Dle tohoto průběhu navržené rameno s porovnáním s mezí kluzu vyhovuje.

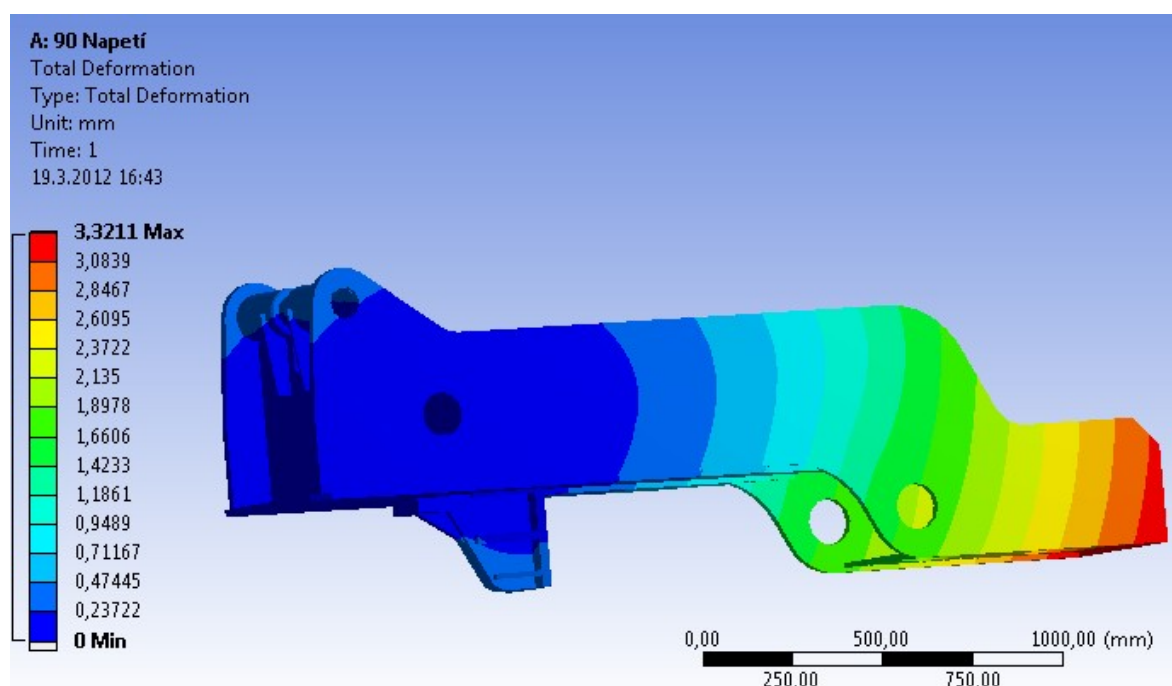


*Obr.49 Velikost napětí v rameni ve svislé poloze*

$$k = \frac{Re}{\sigma_{\max}} = \frac{355}{238} = 1,51 > 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (95)$$

### 9.2.3 Velikost a průběh deformace

Průběh deformace je víceméně totožný s první variantou. Největší výchylka byla opět spočítána na konci hlavního nosníku.



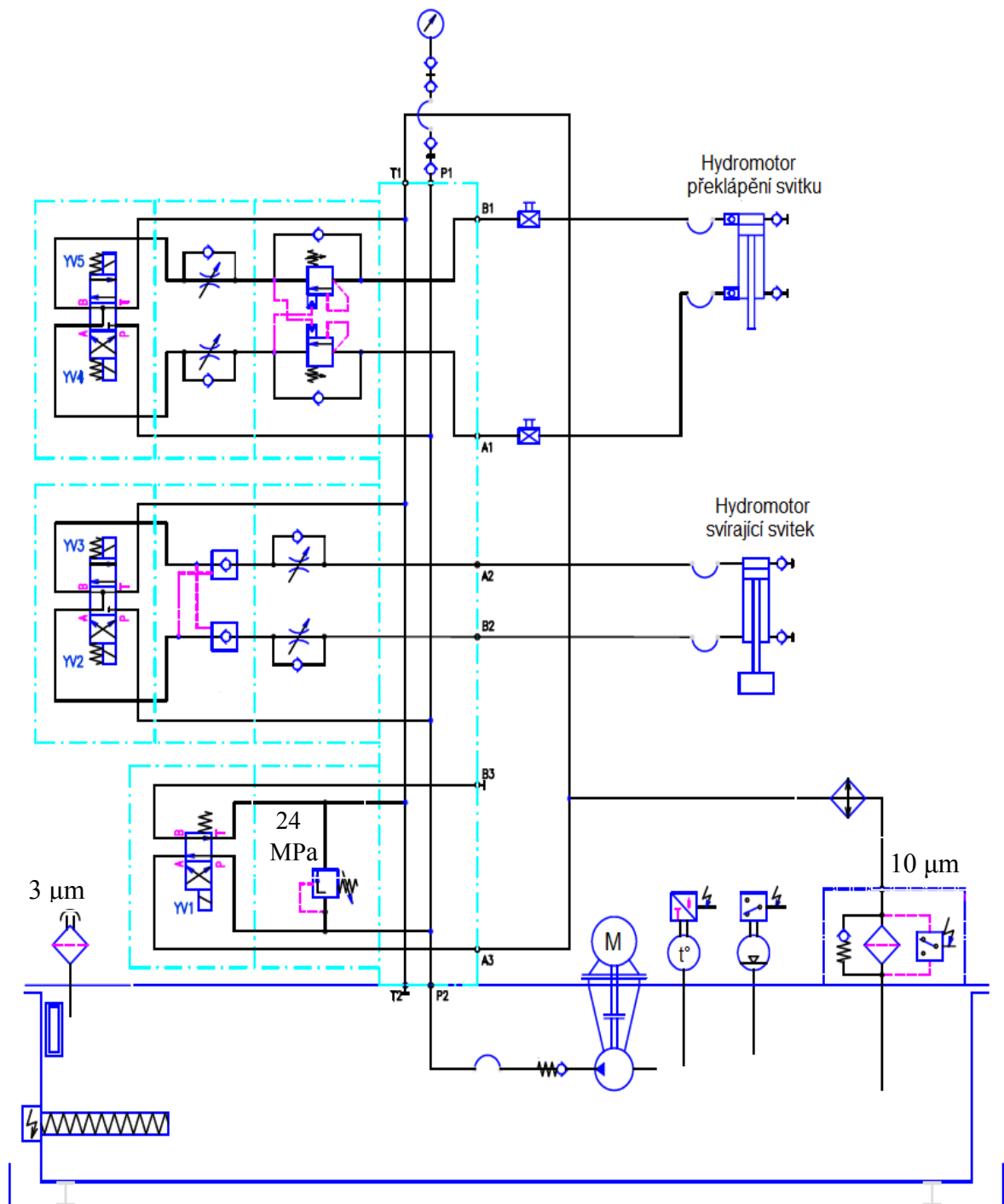
*Obr.50 Velikost deformace ramene ve svislé poloze*

## 10 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU

Na dané hydraulické kleště bylo navrženo hydraulické schéma viz. Obr.51. Celý obvod pohání elektromotor s neregulačním pístovým čerpadlem. Dále navazuje tlakový ventil a odlehčovací ventil. Použity byly dva rozvaděče. A to tři polohové čtyřcestné rozvaděče ovládané elektromagnety, centrování je pružinami. Před přímočarým hydromotorem, který slouží k sevření svitku, se nachází hydraulický zámek a škrťací ventil s paralelně zapojeným zpětným ventilem. Mezi druhým rozvaděčem a hydromotorem překlápění je umístěn taktéž škrťací ventil s paralelně zapojeným zpětným ventilem. Navíc je tam ještě brzdňý ventil. Pro montáž a demontáž druhého hydromotoru jsou v obvodu umístěny mechanicky uzavírací ventily. Na šroubení je poté umístěn z bezpečnostního hlediska protipádový ventil.

Součástí obvodu jsou i další důležité komponenty, jako olejový filtr, chladič, tlakoměr, ukazatel stavu hladiny oleje v nádrži, teploměr, vzduchový filtr a topení v nádrži pro provoz v chladném prostředí.

Pro navržené hydraulické kleště určitě existuje řada vhodných hydraulických obvodů. Výše uvedený obvod je konstrukčně nejjednodušší. Naopak není moc energeticky výhodný. Jako alternativu bych uvedl stejný hydraulický obvod, akorát s menším čerpadlem doplněným akumulátorem před přímočarým hydromotorem určeným k sevření svitku. Další varianta by byla použití regulačního čerpadla, tím bychom mohli odstranit odlehčovací blok na počátku obvodu.



**Obr.51** *Hydraulické schéma obvodu*



## 11 VOLBA ČERPADLA A ELEKTROMOTORU

### 11.1 Potřebné objemové průtoky do hydromotorů

Pracovní cyklus byl omezen časovým limitem. Upnutí a otočení svitku se dle požadavků zadávající firmy mělo vejít do časového limitu 40 vteřin.

Proto jsem si určil:

- čas vysunutí hydromotoru svírající svitek:  $t_1=8$  s
- čas vysunutí hydromotoru otáčející ramenem:  $t_2=30$  s

Jelikož kleště budou manipulovat se svitky různých rozměrů, volím pro výpočet svitek nejmenší. Tento svitek se bude otáčet nejdéle, jelikož musí hydromotor, který jej svírá urazit při vysunutí největší vzdálenost. Maximální dráha, kterou musí hydromotor urazit, jsem označil  $z_{1\max}$ . Podle rozměru svitku se rozměr  $z_{1\max}$  pohybuje v rozmezí 100 až 400 mm.

Rychlost vysunutí hydromotoru svírající svitek:

$$v_1 = \frac{z_{1\max}}{t_1} = \frac{0,4}{8} = 0,05 \text{ m/s} \quad (96)$$

Potřebný objemový průtok při dané rychlosti  $v_1$ :

$$Q_1 = S_1 \cdot v_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v_1 = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 0,05 = 0,00157 \text{ m}^3/\text{s} = 94,2 \text{ l/min} \quad (97)$$

Pro zjednodušení jsem uvažoval při zasouvání pístu objemový průtok do hydromotoru stejný, jak při vysouvání.

$$Q_2 = Q_1 = 94,2 \text{ l/min} \quad (98)$$

Rychlost vysunutí hydromotoru (rychlost otáčení ramene):

Dráha  $z_{2\max}$  je rozdíl vysunutí pístní tyče na začátku a na konci cyklu.

$$v_2 = \frac{z_{2\max}}{t_2} = \frac{0,65}{30} = 0,022 \text{ m/s} \quad (99)$$

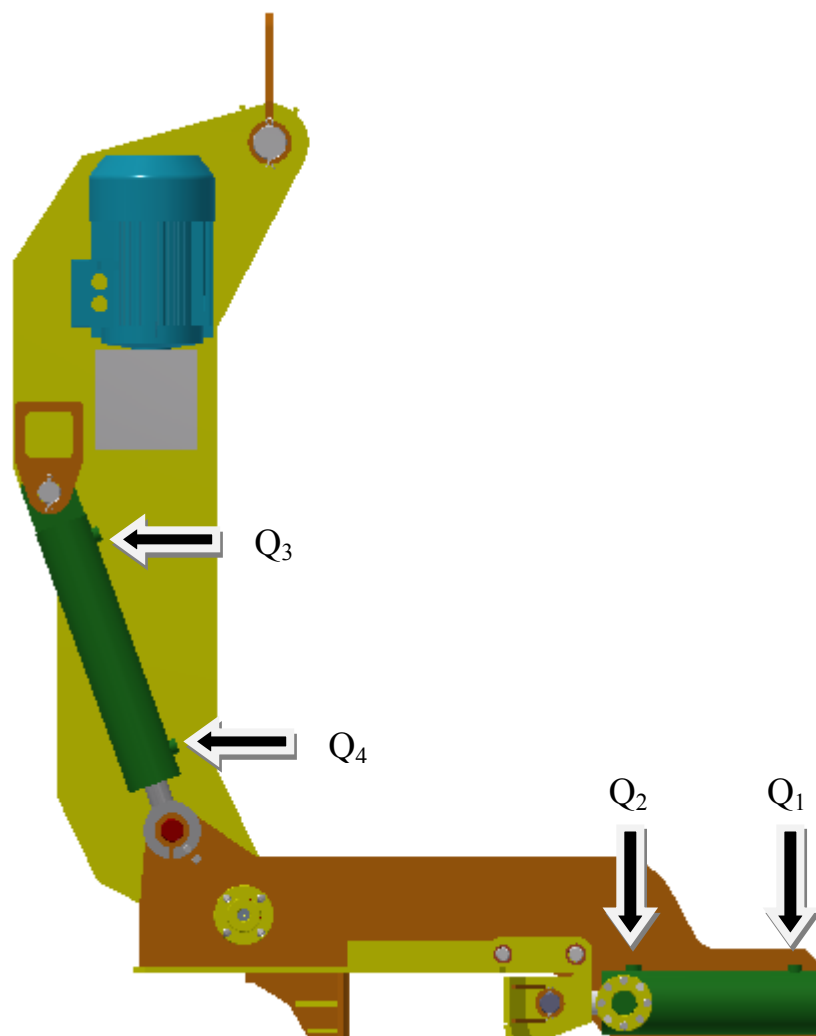
Potřebný objemový průtok při vysouvání pístu při dané rychlosti  $v_2$ :

$$Q_3 = S_3 \cdot v_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot v_2 = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,022 = 0,000551 \text{ m}^3 / \text{s} = 33,1 \text{ l/min} \quad (100)$$

Potřebný objemový průtok při zasouvání pístu při dané rychlosti  $v_2$ :

$$Q_4 = S_4 \cdot v_2 = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - d_2^2)}{4} \cdot v_2 \quad (101)$$

$$Q_4 = \frac{\pi \cdot (0,18^2 - 0,9^2)}{4} \cdot 0,022 = 0,000414 \text{ m}^3 / \text{s} = 24,8 \text{ l/min} \quad (102)$$



**Obr.52** Znáznornění jednotlivých průtoků do hydromotor

## 11.2 Volba čerpadla

Jelikož se oba písty nevysouvají a nezasouvají ve stejný čas, budu brát ve výběru čerpadla v potaz největší potřebnou hodnotu objemových průtoků.

Volím pístové čerpadlo 2PAK-100 od firmy OMFB SpA

Parametry čerpadla:

- objemový průtok: 100 l/min
- maximální tlak: 30 MPa
- maximální otáčky: 1500 ot/min
- hmotnost: 20 kg
- potřebná filtrace: 10  $\mu$ m



***Obr.53*** Zvolené pístové čerpadlo [6]

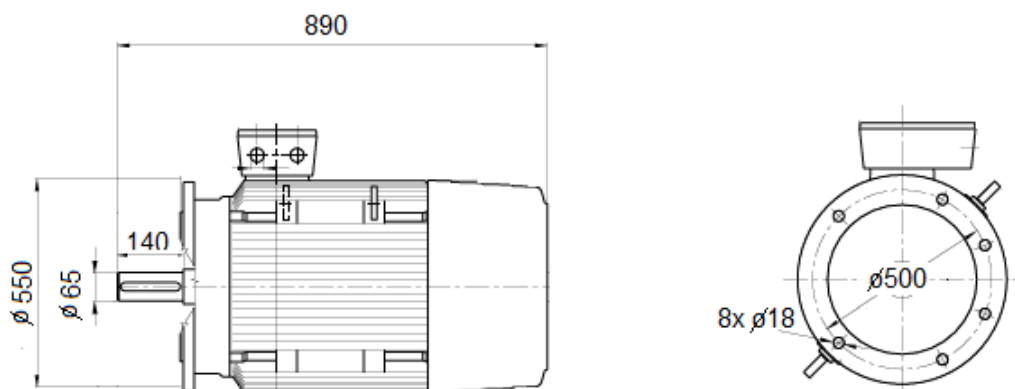
### 11.3 Volba elektromotoru

Jelikož jsem se návrhem hydraulického agregátu nezabýval podrobně, uvádím zjednodušený vzorec pro výpočet výkonu elektromotoru. Tento elektromotor poté bude spojen s čerpadlem pomocí příruby v nádrži.

$$P = \frac{Q \cdot p}{60 \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 24}{60 \cdot 0,85} = 47,05 kW \quad (\text{dle lit. [16]}) \quad (103)$$

Volím čtyřfázový elektromotor s rotorem nakrátko od firmy **Siemens: 1LG4253 4AA11**

- výkon motoru: 55 kW
- jmenovité otáčky: 1480 ot/min
- hmotnost: 390 kg



**Obr.54** Připojovací rozměry zvoleného elektromotoru [8]

## **12 KINEMATIKA – ROZPOHYBOVÁNÍ V 3D MODELU**

### **12.1 Video-prezentace práce navržených kleští**

Na přiloženém CD je umístěn soubor „videoprezentace.avi“, který obsahuje požadovaný videosnímek pro prezentaci.

## ZÁVĚR

V mé diplomové práci jsem řešil návrh a pevnostní výpočet hydraulických kleští na otáčení ocelových svitků o hmotnosti do 10 000 kg. Na počátku práce jsem zjišťoval stav manipulační techniky u nás, která se k tomuto účelu používá. Jelikož jsem prakticky nic nenašel, tak jsem se podíval na zahraniční výrobce, kde se pár manipulační techniky našlo. I díky tomu, by navržené hydraulické kleště mohli najít své uplatnění.

Jedním z úkolů bylo navrhnout hydraulický agregát a dva přímočaré hydromotory, které tyto kleště ovládají. Oba hydromotory byly vybrány od firmy Hydraulics. Díky tomuto výpočtu poté mohl vzniknout požadovaný diagram zátěžových sil. Oba přímočaré hydromotory a agregát byly poté zakresleny do hydraulického schéma obvodu. Dále byly pevnostně zkontrolovány všechny důležité součásti, jako jsou čepy, šrouby a kluzná ložiska. Na kontrolu svařovaného sklopného ramene jsem použil MKP software, který vykreslil napětí a deformaci při dvou pracovních polohách sklopného ramene. Výkresová dokumentace byla vytvořena v požadovaném rozsahu. Na závěr práce jsem vytvořil videoukázku pro prezentaci práce navržených kleští. Tímto mohu říci, že všechny úkoly diplomové práce byly splněny.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. 3. přepr. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-718-3164-6.
- [2] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. vyd. Ostrava: Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-857-8095-X.
- [3] VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. 1.vyd. Praha: SNTL, 1983,671s.
- [4] ŠVERCL, Josef. *Technické kreslení a deskriptivní geometrie: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2003, 341 s. ISBN 80-718-3297-9.
- [5] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů*. Praha: Vydavatelství norem, 1989.
- [6] 2 PAK 70-100l/min - HCS Centrum. *Hydraulická čerpadla, pomocné pohony OMFB,PTO, HCS Centrum* [online]. 17/08/2011 [cit. 2012-03-13]. Dostupné z: <http://eshop.hcscentrum.cz/2-pak-70-100l-min/>
- [7] Coilwendezange mit Gegengewichtsausgleich :: WIMO Hebetechnik, Woringen. *Coilwendezange mit Gegengewichtsausgleich* [online]. 2011 [cit. 2012-01-12]. Dostupné z: <http://www.wimo-ht.de/cms/DE/Produkte/Coilzangen/2247.php?selNwID=9646>
- [8] Elprim-tech s.r.o. *Nízkonapěťové motory* [online]. 2002 [cit. 2012-03-13]. Dostupné z: [http://elprim.cz/katalogy/1LG4\\_6.pdf](http://elprim.cz/katalogy/1LG4_6.pdf)
- [9] Manipulační technika dle typu zařízení | Prestar, s.r.o. *Manipulační technika dle typu zařízení | Prestar, s.r.o.* [online]. 2012 [cit. 2011-12-12]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz/dle-typu-zarizeni.html>
- [10] Pinze per coils, movimentazione bramme, billette, lamiere, cilindri, prodotti speciali :: HEPPENSTALL ITALIA :: *ROTATORI AEREI* [online]. 2012 [cit. 2012-01-12]. Dostupné z: <http://www.heppenstall.it/ita/prodotti.php?idCat=18&idProd=31>
- [11] Sklopný hydraulický stůl na svitky – OS.HD.04 | Prestar, s.r.o. *Sklopný hydraulický stůl na svitky – OS.HD.04 | Prestar, s.r.o.* [online]. 2012 [cit. 2011-12-12]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz/otocny-hydraulicky-stul-na-svitky-os-hd-04.html>

- [12] Svitky plechů | Prestar, s.r.o. *Svitky plechů | Prestar, s.r.o.* [online]. 2012 [cit. 2011-12-12]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz/svitky-plechu.html>
- [13] Výrobní katalog přímočarých hydromotorů. *Hydraulické válce, přesné trubky, chromované tyče - HYDRAULICS s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2012-02-12]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/Vyrobní\\_katalog\\_primocarych\\_hydromotoru.pdf](http://www.hydraulics.cz/Vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru.pdf)
- [14] Захваты - Продукция - Завод грузоподъемных электромагнитов ДимАл — электрические магниты от производителя. *Продукция* [online]. 2000 - 2012 [cit. 2011-12-20]. Dostupné z: <http://dimalmag.ru/production/grabs.html>
- [15] Výpočty šroubů. In: POKORNÝ, Ing Břetislav. *Výpočty šroubů* [online]. Mělník [cit. 2012-04-29]. Dostupné z: [www.isstechn.cz/objekty/vypocty-sroubu.doc](http://www.isstechn.cz/objekty/vypocty-sroubu.doc)
- [16] Hydraulické agregáty PPS a PPL. *FMV Design s.r.o - Hydraulické systémy - Hydraulické agregáty PPS a PPL* [online]. 1999 [cit. 2012-03-29]. Dostupné z: <http://www.fmv-design.cz/hydraulicke-agregaty/hydraulicke-agregaty-pps-a-ppl>

**Použitý software:**

Autodesk Inventor 2011

Autodesk AutoCAD 2011

Microsoft Office 2007

ANSYS Workbench



## SEZNAM OBRÁZKŮ

<b>Obr.1</b> C-hák s pružinovým vyrovnáním těžiště .....	12
<b>Obr.2</b> Parallelogram kleště .....	13
<b>Obr.3</b> Samosvorné kleště .....	13
<b>Obr.4</b> Sklopný stůl hydraulický .....	15
<b>Obr.5</b> Elektromotorický sklopný stůl s dvojitou otočí .....	16
<b>Obr.6</b> Svěrka DC-36-12,5 .....	17
<b>Obr.7</b> Princip otáčení svěrkou .....	17
<b>Obr.8</b> Rotátor AIR .....	18
<b>Obr.9</b> Hydraulické kleště firmy WIMO .....	19
<b>Obr.10</b> Popis navržených hydraulických kleští .....	20
<b>Obr.11</b> Popis otáčení svitku .....	21
<b>Obr.12</b> Popis upnutí svitku do kleští .....	22
<b>Obr.13</b> Svařovaná čelist .....	23
<b>Obr.14</b> Řešení pojezdu čelistí .....	24
<b>Obr.15</b> Natočení kleští vůči kolmé rovině .....	25
<b>Obr.16</b> Rozměry svitků .....	27
<b>Obr.17</b> Vybrané varianty rozměrů svitků .....	28
<b>Obr.18</b> Způsob upnutí svitku .....	29
<b>Obr.19</b> Rozložení na jednotlivé prvky .....	30
<b>Obr.20</b> Působení sil na svitek .....	32
<b>Obr.21</b> Objednací kód přímočarého hydromotoru .....	34
<b>Obr.22</b> Schéma zvoleného hydromotoru .....	34
<b>Obr.23</b> Schéma uchycení hydromotoru .....	35
<b>Obr.24</b> Rozměry svitku 1 .....	36
<b>Obr.25</b> Zátěžové síly působící na hydromotor při $\beta=0^\circ$ .....	37
<b>Obr.26</b> Zátěžové síly působící na hydromotor při $\beta=15^\circ$ .....	39
<b>Obr.27</b> Zátěžové síly působící na hydromotor při $\beta=30^\circ-75^\circ$ .....	40
<b>Obr.28</b> Zátěžové síly působící na hydromotor při $\beta=90^\circ$ .....	43
<b>Obr.29</b> Rozměry svitku 2 .....	44
<b>Obr.30</b> Rozměry svitku 3 .....	45
<b>Obr.31</b> Diagram potřebné síly $F_p$ v závislosti na úhlu $\beta$ .....	46
<b>Obr.32</b> Objednací kód hydromotoru .....	48
<b>Obr.33</b> Schéma zvoleného hydromotoru otáčející ramenem .....	48
<b>Obr.34</b> Znázornění polohy čepů v kleštích .....	49
<b>Obr.35</b> Schéma zatížení čepu A .....	50
<b>Obr.36</b> Zobrazení zatížení čepu .....	51
<b>Obr.37</b> Schéma zatížení čepu B .....	53
<b>Obr.38</b> Schéma zatížení čepu C .....	55
<b>Obr.39</b> Zobrazení zatížení čepu C .....	55
<b>Obr.40</b> Znázornění reakcí v čepu D .....	57
<b>Obr.41</b> Schéma zatížení čepu D .....	59
<b>Obr.42</b> Kluzné ložisko .....	62
<b>Obr.43</b> Umístění šroubů v sestavě .....	63
<b>Obr.44</b> Schéma šroubového spojení .....	64
<b>Obr.45</b> Okrajové podmínky ve vodorovné poloze ramene .....	65
<b>Obr.46</b> Velikost napětí v rameni ve vodorovné poloze .....	66
<b>Obr.47</b> Velikost deformace ramene ve vodorovné poloze .....	67
<b>Obr.48</b> Okrajové podmínky ve svislé poloze ramene .....	68

<b>Obr.49</b> Velikost napětí v rameni ve svislé poloze .....	69
<b>Obr.50</b> Velikost deformace ramene ve svislé poloze.....	70
<b>Obr.51</b> Hydraulické schéma obvodu.....	72
<b>Obr.52</b> Znázornění jednotlivých průtoků do hydromotor.....	74
<b>Obr.53</b> Zvolené pístové čerpadlo .....	75
<b>Obr.54</b> Připojovací rozměry zvoleného elektromotoru .....	76

## SEZNAM TABULEK

<b>Tab.1</b> Tabulka hodnot úhlů natočení kleští vůči svislé ose.....	26
<b>Tab.2</b> Rozměry přímočarého hydromotoru.....	34
<b>Tab.3</b> Hodnoty připojovacích rozměrů hydromotoru .....	35
<b>Tab.4</b> Hodnoty vypočtené pro druhou variantu .....	44
<b>Tab.5</b> Hodnoty vypočtené pro třetí variantu .....	45
<b>Tab.6</b> Souhrn výsledků potřebné síly $F_p$ .....	46
<b>Tab.7</b> Připojovací rozměry hydromotoru otáčející ramenem .....	48

## SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresová dokumentace

Název	číslo výkresu	formát výkresu
HYDRAULICKÉ KLEŠTĚ	HK10	A1
HYDRAULICKÉ KLEŠTĚ (Kusovník)	HK10-K	A4
SKLOPNÉ RAMENO	HK10-1	A1
SKLOPNÉ RAMENO (Kusovník)	HK10-1-K	A4
VNĚJŠÍ PŘÍRUBA	HK10-3	A3
VNITŘNÍ PŘÍRUBA	HK10-4	A3
SVAREK SKLOPNÉHO RAMENE	HK10-1-1	A1
SVAREK SKLOPNÉHO RAMENE (Kusovník)	HK10-1-1-K	A4
PŘÍDRŽNÉ OKO	HK10-1-4	A4
DOSEDACÍ DESKA	HK10-1-1-2	A3
PODPĚRA	HK10-1-1-16	A4

### Videoukázka práce

videoprezentace.avi

Děkuji prof. Ing. Jurmanovi, CSc. za jeho odborné rady při řešení diplomové práce.

Poděkování taktéž patří firmě Prestar s.r.o. za poskytnutí zajímavého téma pro tuto práci.